



TUGAS AKHIR TF 141581

**PERANCANGAN RASIO KONTROL PADA
*BURNER MINIPLANT BOILER DI WORKSHOP
INSTRUMENTASI***

**DIONISIUS ANDY KRISTANTO
2412 100 106**

**Dosen Pembimbing:
Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA
NIPN. 19650309 199002 1 001**

**JURUSAN TEKNIK FISIKA
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOVEMBER
SURABAYA 2016**



FINAL PROJECT- TF 141581

***DESIGN RATIO CONTROL IN BURNER
MINIPLANTBOILER AT WORKSHOP
INSTRUMENTATION***

**DIONISIUS ANDY KRISTANTO
2412 100 106**

**Supervisor:
Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA
NIPN. 19650309 199002 1 001**

**DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2016**

LEMBAR PENGESAHAN
PERANCANGAN RASIO KONTROL PADA
BURNER MINIPLANT BOILER DI WORKSHOP
INSTRUMENTASI

TUGAS AKHIR
Oleh:
Dionisius Andy K
NRP 2412 100 106

Surabaya, Juli 2016
Mengetahui/Menyetujui,

Pembimbing



Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA
NIPN 196503091990021001

Ketua Jurusan
Teknik Fisika FTI-ITS



Agus Muhammad Hatta, Ph.D
NIPN 197809022003121002

LEMBAR PENGESAHAN

PERANCANGAN RASIO KONTROL PADA BURNER MINIPLANT BOILER DI WORKSHOP INSTRUMENTASI

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh
Gelar Sarjana Teknik
Bidang Studi Rekayasa Instrumentasi dan kontrol
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

DIONISIUS ANDY KRISTANTO

NRP. 2412 100 106

Disetujui Oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir Totok Soehartanto DEA (Pembimbing)
2. Dr. Ir Syamsul Arifin, MT (Penguji I)
3. Dr.Ir. Purwadi Agus Darwito, MSc (Penguji II)

**SURABAYA
Juli 2016**

PERANCANGAN RASIO KONTROL PADA BURNER MINIPLANT BOILER DI WORKSHOP INSTRUMENTASI

Nama Mahasiswa : Dionisius Andy Kristanto
NRP : 2412 100 106
Jurusan/Fakultas : Teknik Fisika FTI-ITS
Pembimbing : Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA

Abstrak

Pada *miniplant boiler* di *workshop* Instrumentasi, proses pembentukan *steam* dilakukan dengan menggunakan proses pertukaran panas yang berasal dari pembakaran yang berasal dari *burner*. Pada proses pembakaran pada *burner*, sistem pengendalian yang digunakan pada proses ini yaitu rasio kontrol untuk aliran udara dan bahan bakar pada burner diharapkan tetap pada nilai rasio stokiometrik sesuai design. Pada tugas akhir ini telah dilakukan pemilihan gas *burner* sesuai dengan spesifikasi kerja *miniplant boiler*, yaitu gas *burner* dari pabrikan *Riello* dengan tipe RS 34/E MZ. Juga telah dirancang rasio kontrol pada burner dengan simulasi *software HYSYS*, dengan nilai AFR operasional sebesar 21.49 dihasilkan temperatur api adiabatik keluaran gas *burner* sebesar 1755°C. Pada pengendalian laju masa bahan bakar didapatkan nilai parameter dinamik antara lain *rise time* (T_r) = 7.03 s, *settling time* (T_s) = 31.52 s, *peak time* (T_p) = 20 s, dan *maksimum overshoot* (M_p) = 10.49 %. dan pada pengendalian laju massa udara didapatkan nilai parameter dinamik antara lain : *rise time* (T_r) = 7.78 s, *settling time* (T_s) = 54.28 s, *peak time* (T_p) = 24 s, dan *maksimum overshoot* (M_p) = 1.08 %

Kata Kunci: *Boiler, Gas Burner, Rasio Kontrol*

DESIGN RATIO CONTROL IN BURNER MINIPLANTBOILER AT WORKSHOP INSTRUMENTATION

Name of student : Dionisius Andy Kristanto
Number of registration : 2412 100 106
Department : Engineering Physics FTI-ITS
Supervisor : Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA

Abstract

In miniplant boiler in workshop instrumentation, process steam formation is done by using the heat exchange process of combustion from the burner. In the combustion process in the burner control system that is used in this process is to control the ratio of air and fuel flow to the burner is expected to remain at a value stoichiometric ratio according to design. In this final project has been the election of a gas burner according to job specifications mini plant boiler, a gas burner of the manufacturer Riello with type RS 34 / E MZ. It has also been designed ratio at the burner control with the simulation software Hysys. with operational AFR 21.49 adiabatic flame temperature burner gas output amounted to 1755°C. At the fuel mass flow rate dynamic parameter values obtained are: rise time (T_r) = 7.03 s, settling time (T_s) = 31.52 s, peak time (T_p) = 20 s, and the maximum overshoot (M_p) = 10:49%. and the rate control air mass dynamic parameter values obtained are: the rise time (T_r) = 7.78 s, settling time (T_s) = 54.28 s, peak time (T_p) = 24 s, and the maximum overshoot (M_p) = 1.08%

Keyword : Boiler, Gas Burner, Ratio control

DAFTAR ISI

PERNYATAAN ANTI PLAGIASI	v
LEMBAR PENGESAHAN.....	vii
ABSTRAK	xi
<i>ABSTRACT</i>	xiii
KATA PENGANTAR	xv
DAFTAR ISI	xvii
DAFTAR GAMBAR	xxi
DAFTAR TABEL	xxv

BAB I PENDAHULUAN..... 1

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumuan Masalah.....	2
1.3 Tujuan	3
1.4 Batasan Masalah.....	4

BAB II TINJAUAN PUSTAKA..... 5

2.1 <i>Miniplant boiler di Workshop Instrumentasi</i>	5
2.2 Model Perpindahan Panas Pada <i>Boiler</i>	9
2.3. Reaksi Pembakaran	11
2.4. <i>Air fuel ratio (AFR)</i>	12
2.5. Pengaruh <i>Excess Air</i>	13
2.6. Pengertian Sistem Pengendalian	14
2.7. <i>Control Valve</i>	16
2.8. Rasio kontrol	17
2.9. <i>Software HYSYS</i>	20

BAB III METODOLOGI PENELITIAN	21
3.1 Diagram Alir Penelitian	21
3.2 Perhitungan Numerik.....	24
3.2.1 Perhitungan Energi yang Diperlukan <i>Boiler</i>	24
3.3.2 Perhitungan Laju Massa Bahan Bakar	26
3.2.3 Perhitungan AFR.....	37
3.3.4 Perhitungan Laju Massa Udara	28
3.3.5 Perhitungan Laju Massa Udara dengan Variasi <i>Excess air</i>	28
3.3.6 Desain <i>Pipeline Natural Gas</i>	29
3.3 Penentuan Spesifikasi Gas <i>Burner</i>	32
3.4 Perancangan Rasio Kontrol	35
3.4.1 Pemodelan Matematis Laju Aliran.....	36
3.4.2 Pemodelan Pembakaran Pada <i>Burner</i>	38
3.4.3 Pemodelan Matematis Aktuator	41
3.5 Pembuatan Simulasi Pada <i>Software HYSYS</i>	43
3.5.1 Simulasi mode <i>Steady State</i> pada <i>HYSYS</i>	43
3.5.2 Simulasi Mode <i>Dynamic</i> pada <i>HYSYS</i>	50
 BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	 55
4.1 Validasi Hasil Simulasi <i>HYSYS</i>	55
4.2 Rentang Operasi Gas <i>Burner</i>	56
4.3 Analisa Pengendalian Laju Massa <i>Natural Gas</i>	59
4.4 Analisa Pengendalian Laju Massa Udara	61
4.5 Analisa Rasio Kontrol	63
4.6 Penambahan Kalor <i>Burner</i> dari 306 kW ke 330 kW	68
4.7 Pengaruh Penambahan <i>Excess Air</i>	73

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	77
5.1 Kesimpulan	77
5.2 Saran.....	78

DAFTAR RUJUKAN
LAMPIRAN

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Komposisi Udara	11
Tabel 3.1 Laju Massa Steam Miniplant <i>Boiler</i>	25
Tabel 3.2 Komposisi dan properti <i>Natural Gas</i>	26
Tabel 3.3 Laju Massa Udara dengan Variasi <i>Excess air</i>	28
Tabel 3.4 Spesifikasi <i>Gas Burner</i>	32
Tabel 3.5 Spesifikasi Servo Aktuator	41
Tabel 4.1 Validasi Hasil Simulasi dengan Hasil Perhitungan	56
Tabel 4.2 Data Laju Massa <i>Steam</i> Miniplant Boiler.....	57
Tabel 4.3 Rentang Operasi <i>Gas Burner</i>	57
Tabel 4.5 Perubahan Temperatur Terhadap <i>Excess Air</i>	74

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Bagian-Bagian <i>Miniplant Boiler</i>	5
Gambar 2.2 PFD <i>Miniplant Boiler</i>	6
Gambar 2.3 Grafik pengaruh <i>excess air</i> pada pembakaran.....	14
Gambar 2.4 Diagram Blok Sistem Pengendalian Tertutup.....	14
Gambar 2.5 Konfigurasi 1 <i>Ratio Control</i>	18
Gambar 2.6 Konfigurasi 2 <i>Ratio Control</i>	19
Gambar 2.7 Tampilan Muka Aspen <i>HYSYS</i>	20
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Metodologi	21
Gambar 3.2 <i>Miniplant Boiler</i> dengan Penutup	22
Gambar 3.3 Diagram Blok <i>Miniplant Boiler</i>	22
Gambar 3.4 Skema <i>Pipeline Gas Burner</i>	29
Gambar 3.5 Gas Burner <i>Riello RS 34/E MZ</i>	32
Gambar 3.6. Diagram PI Gas <i>burner</i>	33
Gambar 3.7. Bagian-Bagian <i>Riello Gas Burner</i>	37
Gambar 3.8. Skema <i>Ratio</i> kontrol Gas <i>Burner</i>	35
Gambar 3.9 P&ID <i>Ratio</i> Kontrol Gas <i>Burner</i>	36
Gambar 3.10 Diagram Blok <i>Ratio</i> Kontrol Gas <i>Burner</i>	36
Gambar 3.11 Skema pemodelan <i>flow</i>	37
Gambar 3.12 Skema pemodelan pembakaran.....	39
Gambar 3.13 Reaksi Pembakaran Pada <i>HYSYS</i>	44
Gambar 3.14 Simulasi <i>Steady State HYSYS</i>	45
Gambar 3.15 Kondisi Material <i>Stream Natural Gas</i>	45
Gambar 3.16 Kondisi Material <i>Stream</i> Keluaran <i>Gas Train</i>	46
Gambar 3.17 Delta P pada Gas <i>Buttlerfly Valve</i>	47
Gambar 3.18 Kondisi Material <i>Stream input</i> <i>Combustion Chamber</i>	47
Gambar 3.19 Kondisi Material <i>Stream Udara</i>	48

Gambar 3.20. Kondisi Material <i>Stream</i> Udara Keluaran <i>Blower</i>	49
Gambar 3.21 Kondisi Material <i>Stream</i> <i>Combustion Product</i>	50
Gambar 3.22 Simulasi <i>dynamic mode</i> HYSYS dengan <i>Controller</i>	51
Gambar 3.23 Parameter FIC-101	52
Gambar 3.24 Parameter FIC-100	53
Gambar 3.25 Parameter <i>Ratio Controller</i>	54
Gambar 4.1 Perbandingan Kalor <i>Burner</i>	55
Gambar 4.2 Ilustrasi Pemberian Sinyal Uji Step Pada FIC-101	58
Gambar 4.3 P&ID Pengendalian Laju Massa Natural Gas (FIC-101)	59
Gambar 4.4 PFD HYSYS Pengendalian Laju Massa Natural Gas	60
Gambar 4.5 Grafik Respon Uji Step Laju Massa Natural Gas	60
Gambar 4.6 Ilustrasi Pemberian Sinyal Uji Step Pada FIC-100	61
Gambar 4.7 P&ID Pengendalian Laju Massa Udara (FIC-100)	61
Gambar 4.8 PFD HYSYS Pengendalian Laju Massa Udara (FIC-100)	62
Gambar 4.9 Grafik Respon Uji Step Laju Massa Udara	62
Gambar 4.10 P&ID Rasio Kontrol	64
Gambar 4.11 PFD Rasio Kontrol pada HYSYS	64
Gambar 4.12 Respon FIC-101 Uji Rasio Kontrol	65
Gambar 4.13 Respon FIC-100 Uji Rasio Kontrol	66
Gambar 4.14 Respon Energi Gas <i>Burner</i>	67
Gambar 4.15 Respon Temperatur Api Adiabatis Gas <i>Burner</i>	68
Gambar 4.16 Respon FIC-101 dengan Penambahan Kalor 330 kW	69

Gambar 4.17 Respon FIC-100 Penambahan Kalor 330 kW	70
Gambar 4.18 Kapasitas <i>Gas Burner</i> dengan Penambahan Kalor 330 kW	71
Gambar 4.19 Temperatur <i>Gas Burner</i> dengan Penambahan Kalor 330 kW	72
Gambar 4.20 Perubahan AFR terhadap % <i>Excess Air</i>	73
Gambar 4.21 Grafik Perubahan Temperatur Terhadap AFR	74

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar belakang

Pembakaran merupakan salah satu reaksi yang sangat penting untuk menghasilkan energi. Pada *miniplant boiler* di *workshop* Instrumentasi, proses pembentukan steam dilakukan dengan menggunakan proses pertukaran panas yang berasal dari pembakaran. *Miniplant boiler* dengan tipe *firetube boiler* yang ada di *workshop* instrumentasi, Teknik Fisika ITS, merupakan sebuah *miniboiler* yang digunakan untuk studi tentang *boiler*, saat ini sistem pembakaran pada *miniplant boiler* tersebut menggunakan bahan bakar kerosin atau minyak tanah yang ditempatkan ke dalam tabung bertekanan.

Proses pembakaran menggunakan bahan bakar cair memiliki beberapa kekurangan seperti semakin mahalnya harga kerosin dan juga keberadaannya di pasaran sangat langka, selain itu jumlah energi panas yang dapat dilepaskan bahan bakar cair lebih kecil jika dibandingkan dengan bahan bakar gas. Karena kerosin hanya memiliki nilai *HHV (High Heating Value)*, dan *LHV (Low Heating Value)* sebesar 46,2 MJ/Kg dan 41,5 MJ/Kg.

Bahan bakar gas yang digunakan pada umumnya adalah natural gas. Sebagian besar komposisi yang terkandung pada natural gas adalah gas metana. Bahan bakar gas memiliki kelebihan yaitu memiliki konten panas yaitu nilai *HHV (High Heating Value)*, dan *LHV (Low Heating Value)* yang lebih tinggi dari bahan bakar kerosin yaitu sebesar 55,5 MJ/Kg dan 50 MJ/kg, sehingga energi panas yang dilepaskan bahan bakar gas lebih banyak dibandingkan bahan bakar cair dan mampu menghasilkan temperatur yang tinggi.

Pada proses pembakaran pada *burner*, proses utama yang dikendalikan adalah bahan bakar, udara dan produk. Sehingga untuk menghasilkan produk sesuai yang diinginkan maka komposisi dari bahan bakar dan udara yang akan bereaksi pada proses pembakaran haruslah dikendalikan untuk mencapai komposisi rasio yang optimal.

Sistem pengendalian yang digunakan pada proses ini yaitu rasio kontrol, dimana sistem ini memiliki peranan yang sangat penting karena pengendalian rasio aliran udara dan bahan bakar (*AFR*) akan menjaga aliran udara dan bahan bakar pada burner diharapkan tetap pada nilai rasio stoikiometri sesuai design. sehingga *boiler* dapat menghasilkan steam dengan suhu dan tekanan sesuai yang ditentukan, dan proses pembakaran tidak sempurna yang menghasilkan polutan yang berbahaya dapat dihindari.

Pada *burner* yang dijual di pasaran pengaturan rasio udara dan bahan bakar masih dilakukan dengan cara mekanik dimana *valve* udara dan *valve* bahan bakar terhubung oleh tuas secara mekanik, cara ini lebih murah dan praktis tapi dinilai kurang efisien dalam menjaga rasio udara – bahan bakar. Maka dari itu dalam tugas akhir ini akan dirancang rasio kontrol pada *burner miniplant boiler* pada *workshop* instrumentasi menggunakan *controller* yang akan mengatur besarnya bukaan *damper* udara dan *valve* bahan bakar, hingga *mass flow* udara dan bahan bakar yang memasuki burner sesuai rasio yang telah ditentukan. Perancangan rasio kontrol dilakukan menggunakan *software HYSYS 7.3*.

1.2. Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah disampaikan maka permasalahan yang muncul adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana langkah merancang rasio kontrol pada *burner miniplant boiler* yang ada di *workshop* instrumentasi ?
2. Berapakah nilai parameter dinamik hasil kinerja perancangan rasio kontrol pada *burner miniplant boiler* yang ada di *workshop* instrumentasi ?
3. Bagaimana pengaruh *Excess Air* terhadap temperatur api adiabatik *gas burner* ?

1.3. Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. *Boiler* yang digunakan adalah *boiler* pada *mini plant* yang ada di *workshop instrumentasi*, teknik fisika ITS.
2. *Gas burner* yang dirancang menggunakan desain yang ada dipasaran.
3. Rasio antara udara dan bahan bakar dihitung sedemikian rupa agar menghasilkan kalor sesuai dengan kapasitas *miniplant boiler* yang dapat digunakan untuk menghasilkan *superheated steam*.
4. *Software* yang digunakan untuk perancangan rasio kontrol adalah *software HYSYS 7.3*.

1.4. Tujuan

Tujuan dilakukannya penelitian tugas akhir ini ada dua macam, yaitu:

1. Untuk merancang rasio kontrol pada *burner miniplant boiler* yang ada di *workshop instrumentasi*.
2. Untuk mengetahui kinerja hasil perancangan rasio kontrol pada *burner miniplant boiler* yang ada di *workshop instrumentasi*.
3. Untuk mengetahui pengaruh *Excess Air* terhadap temperatur api adiabatik *gas burner*.

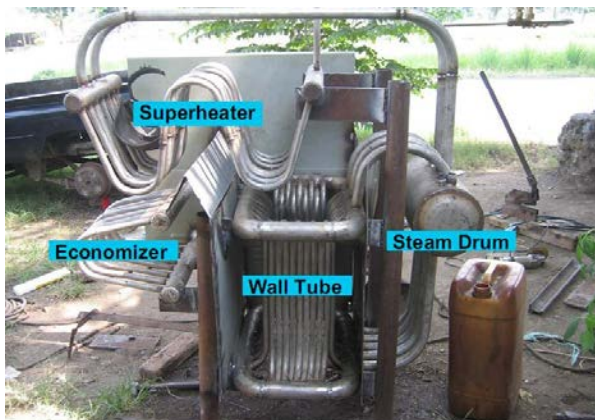
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II

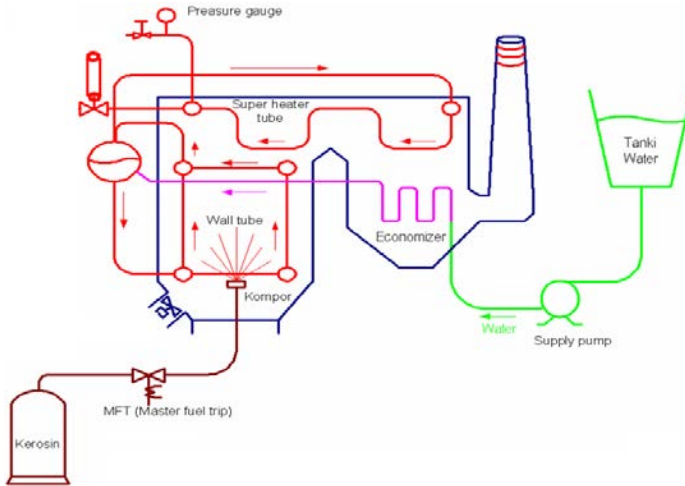
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 *Miniplant boiler di Workshop Instrumentasi*

Boiler adalah sebuah bejana tertutup yang terdapat aliran kalor dari pembakaran ke air hingga terbentuk *saturated steam*. *Steam* dengan tekanan tertentu kemudian digunakan untuk proses lain, misalkan untuk menggerakkan turbin dan menghasilkan listrik. *Miniboiler* yang ada di *workshop* instrumentasi teknik fisika ITS, merupakan sebuah *miniplant* yang digunakan untuk keperluan studi sehingga sering digunakan untuk kepentingan riset mengenai boiler maupun tugas akhir, *miniboiler* yang akan digunakan pada tugas akhir ini dibuat oleh PT.IPMOMI. Dengan tipe *fire tube boiler*, dimana pada *fire tube boiler*, kalor yang dihasilkan *burner* melewati pipa-pipa dan air umpan *boiler* ada didalam *shell* untuk dirubah menjadi *steam* (Ortiz, 2011). Dengan suhu *steam* yang diproduksi hingga 300°C , dan debit *steam* $0.047149 \text{ m}^3/\text{s}$ dan tekanan *steam* mencapai 3 Bar *miniboiler* ini memiliki 7 bagian antara lain adalah sebagai berikut (Mu'amar, 2010) :



Gambar 2.1 Bagian-Bagian *Miniplant Boiler*



Gambar 2.2 PFD Exiting Miniplant Boiler

a. Feedwater Pump

Merupakan komponen pada *miniboiler* yang berfungsi untuk memompa air pengisi dari tangki penampung menuju *economizer* sebelum diumpankan ke *steamdrum*.

$$m_1 = \rho \cdot Q \quad (2.1)$$

Keterangan :

\dot{m}_1 = Laju massa *Feedwater pump* (kg/s)

ρ = Densitas feedwater (kg/m³)

Q = Debit *Feedwater* (m³/s)

b. Economizer

Economizer berfungsi sebagai pemanasan awal dari *feed water* sebelum ke *boiler*, penggunaan *economizer* sebagai pemanasan awal sangatlah penting karena dapat meningkatkan efisiensi *boiler* secara keseluruhan.

$$\begin{bmatrix} \text{Akumulasi} \\ \text{Laju} \\ \text{energi pada} \\ \text{economizer} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Laju energi} \\ \text{dari} \\ \text{feedwater} \\ \text{pump} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \text{laju energi} \\ \text{ke} \\ \text{steam drum} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \text{Kalor} \\ \text{pembakaran} \\ \text{dari Burner} \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

$$\dot{E}_{ec} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 + Q_3 \quad (2.3)$$

$$\dot{m}_{ec} \cdot \rho \cdot \Delta T = \dot{m}_1 \cdot C_p \cdot \Delta T_{in} - \dot{m}_2 \cdot C_p \cdot \Delta T_{out} + Q_3 \quad (2.4)$$

Keterangan :

\dot{m}_{ec} = Laju massa dari *economizer* (kg/s)

ρ = Densitas *feedwater* (kg/m³)

ΔT = Perbedaan temperatur pada *economizer* (°C)

C_p = Kalor Spesifik pada *economizer* (kJ/kg.K)

Q_3 = Kalor pembakaran pada *superheater* (kJ/s)

c. *Steamdrum*

Steamdrum merupakan bejana yang didalamnya berisi *water* dan *steam water* dengan suhu dan tekanan yang tinggi. *Water* yang belum menguap pada *steamdrum* dialirkan lagi menuju *waterwall* untuk dipanaskan kembali. Sedangkan *steam water* pada *steamdrum* kemudian dialirkan ke *superheater* untuk meningkatkan suhu dan kualitas uap.

$$\begin{aligned} \left[\begin{array}{c} \text{Akumulasi} \\ \text{massa pada} \\ \text{steamdrum} \end{array} \right] &= \left[\begin{array}{c} \text{Laju massa} \\ \text{dari} \\ \text{economizer} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{laju} \\ \text{massa} \\ \text{waterwall} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{laju massa} \\ \text{ke} \\ \text{superheater} \end{array} \right] \\ &+ \left[\begin{array}{c} \text{laju massa} \\ \text{ke} \\ \text{waterwall} \end{array} \right] \end{aligned} \quad (2.5)$$

$$\dot{m}_{sd} = \dot{m}_2 + \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_3 \quad (2.6)$$

Keterangan :

\dot{m}_{sd} = Laju massa dari *steamdrum* (kg/s)

\dot{m}_2 = Laju massa dari *economizer* (kg/s)

\dot{m}_3 = Laju massa ke *waterwall* (kg/s)

\dot{m}_4 = Laju massa dari *waterwall* (kg/s)

\dot{m}_5 = Laju massa ke *superheater* (kg/s)

d. *Waterwall*

Pada *miniboiler*, *waterwall* berupa dinding yang berupa deretan pipa tegak yang mengelilingi ruang bakar, sebagai tempat pemanasan *water boiler*. *Waterwall* bertugas menerima dan mengalirkan *water* dari *boiler circulating water pump* kemudian dipanaskan dalam *boiler* dan dialirkan ke *steamdrum*.

$$\left[\begin{array}{c} \text{Akumulasi} \\ \text{energi} \\ \text{pada} \\ \text{waterwall} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{laju energi} \\ \text{dari} \\ \text{steamdrum} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{laju energi} \\ \text{ke} \\ \text{superheater} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{k calor} \\ \text{pembakaran} \\ \text{dari burner} \end{array} \right] \quad (2.7)$$

$$E_{WW} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 + Q_1 \quad (2.8)$$

$$\dot{m}_{ww} \cdot \rho \cdot \Delta T = \dot{m}_3 \cdot C_p \cdot \Delta T_{in} - \dot{m}_4 \cdot C_p \cdot \Delta T_{out} + Q_1 \quad (2.9)$$

Keterangan :

- \dot{m}_{ww} = Laju massa dari *waterwall* (kg/s)
- ρ = Densitas uap pada *waterwall* (kg/m³)
- ΔT = Perbedaan temperatur pada *waterwall* (°C)
- \dot{m}_3 = Laju massa ke *waterwall* (kg/s)
- \dot{m}_4 = Laju massa dari *waterwall* (kg/s)
- C_p = Kalor spesifik pada *waterwall* (kJ/kg.K)
- Q_1 = Kalor pembakaran pada *gas burner* (kJ/s)

e. *Superheater*

Superheater merupakan tempat berupa jalur jalur pipa sebagai proses lanjut dalam pengolahan *steam* yang memanfaatkan gas buang (*flue gas*) dari hasil pembakaran.

$$\left[\begin{array}{c} \text{Akumulasi} \\ \text{energi} \\ \text{pada} \\ \text{superheater} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Laju energi} \\ \text{dari} \\ \text{steamdrum} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{laju} \\ \text{energi} \\ \text{ke turbin} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{k calor} \\ \text{pembakaran} \\ \text{waterwall} \end{array} \right] \quad (2.10)$$

$$E_{SP} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 + Q_1 \quad (2.11)$$

$$\dot{m}_{SP} \cdot \rho \cdot \Delta T = \dot{m}_5 \cdot C_p \cdot \Delta T_{in} - \dot{m}_6 \cdot C_p \cdot \Delta T_{out} + Q_2 \quad (2.12)$$

Keterangan :

\dot{m}_{SP}	= Laju massa dari <i>superheater</i> (kg/s)
ρ	= Densitas uap pada <i>superheater</i> (kg/m ³)
ΔT	= Perbedaan temperatur pada <i>superheater</i> (°C)
\dot{m}_5	= Laju massa ke <i>superheater</i> (kg/s)
\dot{m}_6	= Laju massa ke <i>turbin</i> (kg/s)
C_p	= Kalor spesifik pada <i>superheater</i> (kJ/kg.K)
Q_2	= Kalor pembakaran pada <i>waterwall</i> (kJ/s)

f. Tangki Bahan Bakar

Tangki bahan bakar merupakan tangki bertekanan tinggi sebagai penyimpanan bahan bakar, dimana pada kondisi existing tangki bahanbakar berisikan korosin dengan tekanan tinggi untuk memberikan laju masa bahan bakar ke *burner miniboiler*.

g. Burner

Burner adalah dapur yang memasok panas pada *miniboiler*. *Burner* berfungsi mencampur udara dan bahan bakar pada perbandingan tertentu sehingga terjadi reaksi pembakaran yang optimal. Pada kondisi *existing burner* yang dipakai adalahburner dengan bahan bakar kerosin seperti pada gambar berikut.

$$Q_1 = \dot{m}_{fuel} \cdot HHV_{natural\ gas} \quad (2.13)$$

Keterangan :

\dot{m}_{fuel}	= laju massa natural gas (kg/s)
$HHV_{bahan\ bakar}$	= nilai HHV dari bahan bakar (kJ/kg)

2.2 Model Perpindahan Panas Pada Boiler

Fenomena utama yang terjadi pada sebuah *boiler* adalah perpindahan energi, yaitu berupa energi panas yang berpindah dari *burner* ke air sehingga menghasilkan *saturated steam*. Kalor yang dihasilkan oleh *burner* selanjutnya dipergunakan untuk memanasi air menjadi uap, lalu menaikkan temperatur uap sampai mencapai titik jenuh (*Saturated Steam*). Persamaan kesetimbangan energi dari *boiler* dan *burner* dapat dinyatakan dengan bersamaan berikut :

$$Q_{lepas} = Q_{terima} \quad (2.14)$$

Q_{lepas} adalah kalor yang dihasilkan oleh burner yaitu kalor hasil dari reaksi pembakaran gas dengan udara. sehingga Q_{lepas} juga dapat disebut sebagai Q_{burner} , dapat dinyatakan dengan persamaan berikut :

$$Q_{lepas} = \dot{m}_{bahan\ bakar} * HHV_{bahan\ bakar} \quad (2.15)$$

Dimana :

$\dot{m}_{bahan\ bakar}$ = laju massa bahan bakar yang digunakan (kg/s)

$HHV_{bahan\ bakar}$ = nilai HHV dari bahan bakar (kJ/kg)

Q_{terima} adalah kalor yang diterima air untuk berubah wujud menjadi uap (steam) dan jika tetap diberikan, maka akan dipergunakan untuk menaikkan temperaturnya sampai mencapai titik jenuh (saturated steam). Q_{terima} dapat dinyatakan dengan persamaan berikut :

$$Q_{Terima} = \dot{m}_{steam} (h_{steam} - h_{feedwater}) \quad (2.16)$$

Dimana :

\dot{m}_{steam} = adalah laju masa uap yang diproduksi (kg/s)

h_{steam} = entalphy saturasi uap (kJ/kg)

$h_{feedwater}$ = entalphy air (kJ/kg)

2.3 Reaksi Pembakaran

Pembakaran adalah serangkaian reaksi-reaksi kimia eksotermal antara bahan bakar dan oksidan berupa udara yang disertai dengan produksi energi berupa panas dan konversi senyawa kimia. Ketika terjadi reaksi pembakaran ikatan-ikatan di dalam molekul-molekul dari reaktan-reaktan menjadi terputus, dan atom-atom tersusun ulang menjadi produk-produk.

Tiga elemen utama yang mudah terbakar dan paling umum ditemukan dalam bahan bakar antara lain adalah karbon, hydrogen dan sulfur. Pembakaran dituntaskan ketika semua karbon yang terkandung dalam bahan bakar telah habis terbakar menjadi karbon dioksida, semua hidrogen telah habis terbakar menjadi air, dan semua sulfur telah habis terbakar menjadi sulfur dioksida (Moran M J, 2002). Jika kondisi-kondisi ini tidak terpenuhi maka pembakaran dinamakan pembakaran tidak sempurna.

Reaktan => Produk (2.17)

Bahanbakar + Pengoksidari => Produk (2.18)

Bahan bakar adalah sebuah zat yang mudah terbakar, pada perancangan rasio kontrol pada gas *burner* ini bahan bakar yang digunakan adalah *natural gas*, yaitu bahan bakar hidrokarbon yang mengandung hidrogen, karbon, sulfur dan zat kimia lainnya. Sedangkan pengoksidasi dalam reaksi pembakaran adalah udara. Komposisi dari udara adalah sebagai berikut

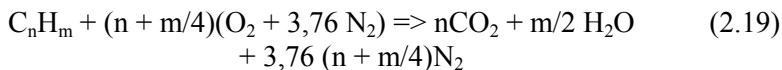
Tabel 2.1 Komposisi Udara

Komposisi	Fraksi mol (%)
Nitrogen	78.08
Oksigen	20.95
Argon	0.93
Karbon dioksida	0.03
Neon, Helium, Metana dll	0.01

Sumber : Moran M J, 2002

Untuk perhitungan udara pembakaran pada tugas akhir ini pemodelan udara pembakaran yang digunakan adalah sebagai berikut semua komponen udara selain oksigen digabungkan bersama-sama dengan nitrogen. Sehingga udara dianggap terdiri dari 21% oksigen dan 79% nitrogen dengan basis molar. Sehingga rasio molar nitrogen terhadap oksigen adalah $0.79/0.21 = 3.76$. Dapat diartikan bahwa jika suplai udara pembakaran diberikan oleh udara, setiap mol oksigen disertai oleh 3.76 mol nitrogen (Moran M J, 2002). Selain itu juga diasumsikan bahwa nitrogen yang terkandung dalam udara pembakaran dianggap *inert* yaitu tidak mengalami proses kimia.

Persamaan reaksi pembakaran teoritis antara hidrokarbon dengan udara adalah sebagai berikut:



Persamaan diatas menyatakan perbandingan stoikiometris dari udara-bahan bakar yang tersedia cukup oksigen untuk mengubah seluruh bahan bakar menjadi produk yang bereaksi sempurna AFR stoikometris tergantung komposisi kimia bahan bakar.

2.4 Air fuel ratio (AFR)

Parameter yang sering dipakai untuk memberikan kuantifikasi jumlah bahan-bakar dan udara di dalam sebuah proses pembakaran adalah rasio udara-bahan bakar atau *air fuel ratio* (AFR). AFR adalah rasio jumlah udara di dalam sebuah reaksi terhadap jumlah bahan bakar. AFR dapat ditulis dengan basis molar yaitu mol udara dibagi mol bahan bakar, atau dengan basis massa yaitu massa udara dibagi massa bahan bakar. Konversi antara kedua nilai ini adalah sebagai berikut :

$$\frac{\text{massa Udara}}{\text{massa Bahan Bakar}} = \frac{\text{Mol udara} \times M_{\text{udara}}}{\text{Mol bahan bakar} \times M_{\text{bahan bakar}}} \quad (2.20)$$

$$= \frac{\text{mol udara}}{\text{mol bahan bakar}} \left(\frac{M_{\text{udara}}}{M_{\text{bahan bakar}}} \right) \quad (2.21)$$

$$AFR = \overline{AFR} \left(\frac{M_{udara}}{M_{bahan\ bakar}} \right) \quad (2.22)$$

Dengan :

\overline{AFR} = AFR dengan basis massa

\overline{AFR} = AFR dengan basis massa

M_{udara} = Berat monekular udara

$M_{bahan\ bakar}$ = Berat monekular bahan bakar yang digunakan

Persamaan AFR juga dapat dituliskan dalam Persamaan 2.2

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bahan\ bakar}} \quad (2.23)$$

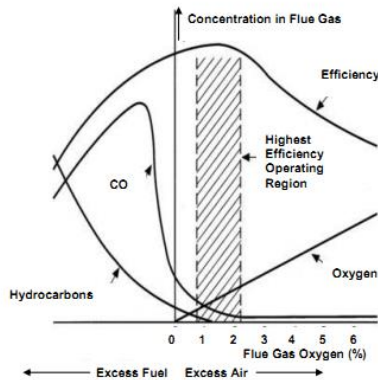
Dengan :

$\dot{m}_{bahan\ bakar}$ = laju massa bahan bakar (kg/s)

\dot{m}_{udara} = laju massa udara (kg/s)

2.5 Pengaruh *Excess Air*

Pada kondisi stoikiometri atau teoritis, jumlah oksigen dan bahan bakar yang dicampurkan untuk proses pembakaran diasumsikan terkonsumsi habis, tanpa ada sisa oksigen yang tidak terkombinasi. Pada kondisi sesungguhnya, diperlukan excess air atau udara berlebih untuk menghasilkan proses pembakaran yang sempurna. Jumlah udara yang disuplai biasanya lebih besar atau lebih kecil dari udara teoritis. Jumlah udara yang disuplai biasanya dinyatakan dalam bentuk persentase udara teoritis. Sebagai contoh udara teoritis 150 % berarti udara actual yang disuplai adalah 1.5 kali udara teoritis. *Excess air* yang digunakan dalam pembakaran haruslah tepat.

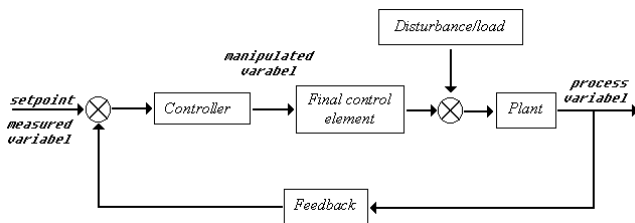


Gambar 2.3 Grafik pengaruh *excess air* pada pembakaran

Sumber : Atikol, 2012

2.6 Pengertian Sistem Pengendalian

Sistem pengendalian proses adalah gabungan dari komponen-komponen yang digunakan untuk mempertahankan variabel yang dikendalikan (*process variable*) pada suatu nilai tertentu (*set point*). Seiring perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi suatu sistem pengendalian proses telah menggunakan sebuah kontroler elektronik yang bekerja secara otomatis. Inti utama dari sistem pengendalian adalah menjaga suatu *process variable* agar selalu sama atau mendekati nilai set point, sehingga sistem tersebut bisa dikatakan berjalan dengan stabil.



Gambar 2.4 Diagram Blok Sistem Pengendalian Tertutup

Pada kontroler terdapat empat mode kontrol, yaitu ON-OFF, *Proportional*, *Proportional Integral*, dan *Proportional Integral Derivative*.

a. ON-OFF

Adalah sebuah mode kontrol yang memanipulasi sinyal *error* menjadi sinyal kontrol yang bernilai ON (misal $u = 1$) dan sinyal kontrol yang bernilai off (misal $u = 0$).

b. *Proportional*

Yaitu mode kontrol yang digunakan untuk memperkecil amplitudo dari osilasi respon proses. Dalam aplikasi-aplikasi dasar yang sederhana kontrol P ini cukup mampu untuk memperbaiki respon transien khususnya *rise time* dan *settling time*.

c. *Proportional Integral (PI)*

Apabila diinginkan respon proses tidak berosilasi, maka dapat digunakan mode integral (I) karena mode kontrol ini dapat membuat respon proses menuju ke *set point* secara eksponensial.

d. *Proportional Integral Derivative (PID)*

Kontroller *PID* merupakan kombinasi dari 3 pengendali yaitu Pengendali *Proportional*, Pengendali *Integral* dan Pengendali *Derivative* yang disusun secara paralel. Ketiga mode pengendali *Proportional*, *Integral* dan *Derivative* masing – masing berguna untuk mempercepat reaksi sistem, menghilangkan offset dan mendapatkan energi ekstra di saat – saat awal perubahan load.

2.7 Control Valve

Control valve memiliki fungsi untuk melakukan koreksi terhadap variabel termanipulasi (MV) sebagai hasil akhir dari sistem pengendalian. *Control valve* merupakan salah satu elemen pengendali akhir (*final element control*) yang paling umum digunakan. Ada beberapa jenis tipe *control valve*, seperti *globe valve*, *ball valve*, *butterfly valve*, dan *gate valve*.

Pemodelan *control valve* dapat didekati dengan model orde satu antara lain adalah sebagai berikut :

$$\frac{m_b(s)}{u(s)} = \frac{K_v}{\tau s + 1} \quad (2.24)$$

Keterangan :

- m_b : laju aliran yang termanipulasi (kg/s)
- u : sinyal masukan ke *control valve* (mA) yang dikonversi dalam rupa bukaan *control valve* 0 – 100%
- K_v : *gain total control valve*
- τ : *time constant control valve* (s)

Untuk menghitung *gain control valve* digunakan persamaan di bawah ini.

$$K_v = \frac{\text{Span laju aliran masukan}}{\text{Perubahan sinyal masukan}} \quad (2.25)$$

Sedangkan untuk memperoleh nilai *time constant* efektif *control valve* adalah berdasarkan hubungan waktu *stroke*, perfeksional terhadap posisi *control valve*, dan perbandingan konstanta waktu *inferent* terhadap waktu *stroke* yang dinyatakan dengan persamaan berikut:

$$\tau = T_v(\Delta V + R_v) \quad (2.26)$$

Keterangan :

τ : *time constant control valve* (detik)

T_v : waktu *stroke* penuh

ΔV : (kuantitas maks. – kuantitas min.)/kuantitas maks.

R_v : perbandingan konstanta waktu *inferent* terhadap waktu *stroke* (0,03 untuk *diaphragm* dan 0,3 untuk piston)

2.8 Rasio Kontrol

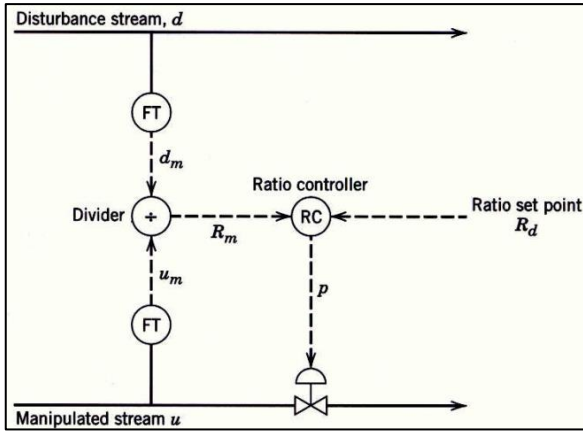
Dalam proses yang berhubungan dengan reaksi kimia seringkali membutuhkan perbandingan massa antara satu reaktan dengan reaktan lain lain, maka pengendalian rasio dari laju alir massa dua reaktan sangatlah diperlukan. *Ratio control* dapat diaplikasikan pada berbagai fase zat, dengan syarat laju alir zat tersebut tetap kontinyu selama dilakukan pengendalian, contoh penerapan dari ratio kontrol adalah untuk menjaga rasio stoikiometri dari dua umpan reaktan yang masuk ke reaktor. Misalnya pada *burner* dimana reaktan nya adalah udara dan bahan bakar sedangkan reaktor adalah ruang bakar yang akan mereaksikan kedua reaktan menjadi produk yaitu api.

Umumnya kedua variabel itu adalah laju alir, variabel yang dimanipulasi diberikan simbol u dan variabel gangguan d .

$$R = \frac{u}{d} \quad (2.27)$$

Sehingga variabel yang dikontrol akan dibandingkan dengan variabel lain yang individual yaitu variabel gangguan d . Pada persamaan diatas u dan d adalah variabel fisik bukan variabel deviasi.

Ratio control dapat diimplementasikan dalam 2 konfigurasi dasar seperti pada gambar 2.5 dan 2.6 berikut (Seborg, 2004).



Gambar 2.5 Konfigurasi 1 *Ratio Control*

Pada konfigurasi pertama kedua aliran yaitu aliran *disturbance* dan aliran yang dimanipulasi diukur. Perhitungan rasio adalah sebagai berikut :

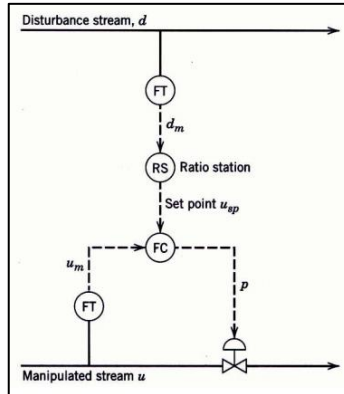
$$Rm = \frac{u_m}{d_m} \quad (2.28)$$

Output dari elemen divider dikirim ke *ratio controller* (RC) yang akan membandingkan perhitungan Rm dengan rasio yang diinginkan/rasio setpoint Rd . hasil perbandingan digunakan sebagai setpoint untuk mengatur aliran manipulasi (u).

Keuntungan utama dari konfigurasi 1 adalah pengukuran rasio Rm dihitung, sedangkan kekurangan nya adalah elemen pembagi harus berada dalam *loop* sehingga akan membuat *process gain* menjadi nonlinear.

$$Rm = \left(\frac{\partial m}{\partial m} \right) d = \frac{1}{d} \quad (2.29)$$

Proses gain diatas berbanding terbalik dengan laju aliran disturbance d sehingga menjadi nonlinear (Seborg, 2004). Karena itu konfigurasi rasio kontrol yang lebih sering dipakai adalah konfigurasi 2 yaitu sebagai berikut

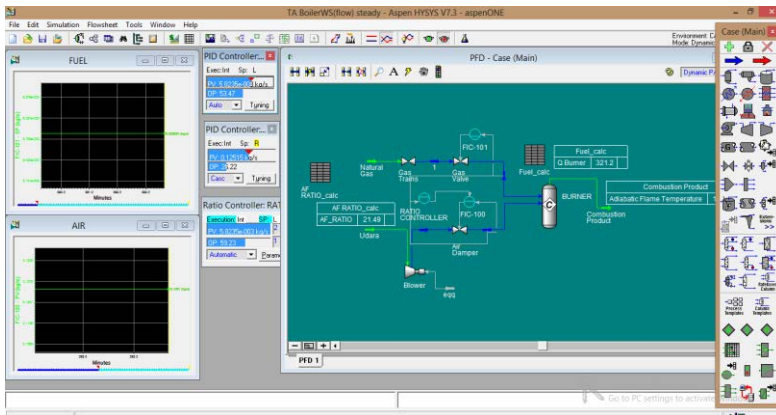


Gambar 2.6 Konfigurasi 2 Ratio Control

Konfigurasi ke 2 rasio kontrol digunakan untuk menjaga agar rasio dua laju alir tetap, pada konfigurasi ke 2 ini, laju aliran yang dimanipulasi dan laju aliran gangguan diukur dan dikirimkan ke *ratio station* (RS), yang mana akan mengalikan sinyal ini dan mengatur gain K_r , yang menghasilkan nilai rasio yang ditentukan. Sinyal keluaran dari ratio station kemudian digunakan menjadi *setpoint* (U_{sp}) untuk *flow controller* yang mengatur laju aliran termanipulasi. Keuntungan utama dengan konfigurasi 2 ini adalah proses *gain* tetap konstan.

2.9 Software HYSYS

HYSYS adalah *software* di bawah lisensi dari *Aspen Technology Aspen One*, yaitu merupakan salah satu *software process engineering* yang digunakan untuk simulasi suatu unit proses atau multi unit proses yang terintegrasi, selain itu HYSYS juga memungkinkan kita untuk merancang sistem pengendalian proses, dikarenakan pada HYSYS telah terdapat mode *dynamic* dan menu *control ops* yang lengkap untuk melakukan sebuah *process control development*. Dasar ilmu dari perancangan *design/ pre eliminary design* adalah *heat and material balance*. Begitu pula dengan *software* ini, memiliki *concern* dasar berupa *heat and material balance and properties of material*. Dengan HYSYS, kits dapat membuat *model steady state* dan dinamis untuk perancangan pabrik, monitoring kinerja, troubleshooting, improvisasi operasi, perencanaan bisnis dan manajemen aset.

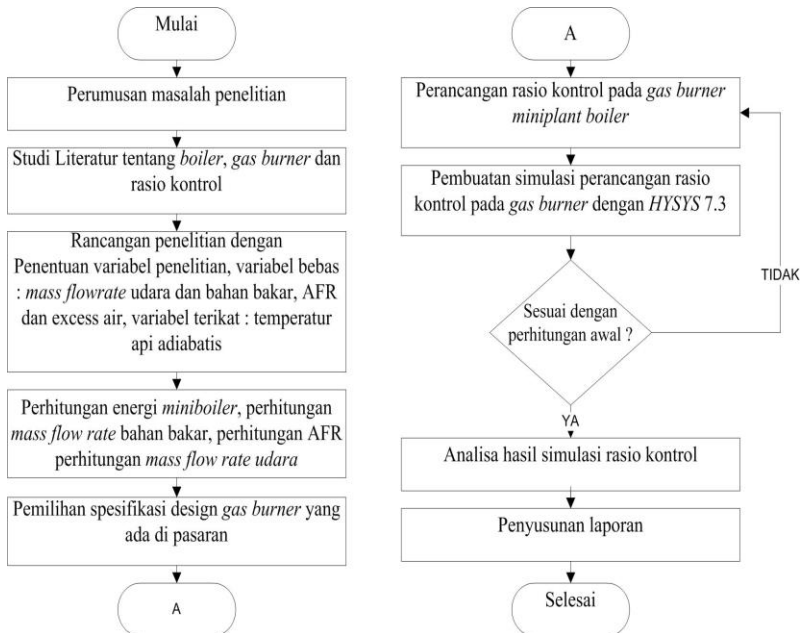


Gambar 2.7 Tampilan Muka Aspen HYSYS

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Secara umum tahapan penelitian Tugas Akhir ini dapat digambarkan dalam diagram alir seperti Gambar 3.1. di bawah ini.

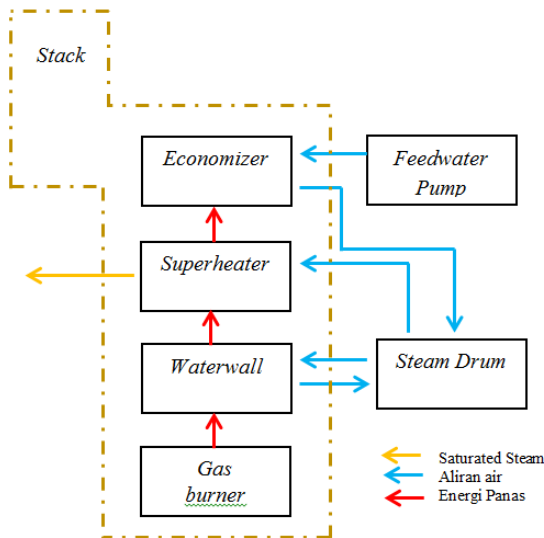


Gambar 3.1 Flowchart Metodologi

Gas burner yang akan dirancang rasio kontrolnya digunakan sebagai pemasok panas utama pada *miniplant boiler* yang ada di *workshop* instrumentasi yang akan merubah *feedwater input* menjadi *saturated steam* untuk menggerakkan turbin. Berikut adalah skema dan spesifikasi dari *miniplant boiler* pada *workshop* instrumentasi.



Gambar 3.2 *Miniplant Boiler* dengan Penutup



Gambar 3.3 Diagram Blok *Miniplant Boiler*

Spesifikasi dari *miniplant boiler* tersebut yang meliputi nilai parameter input tiap-tiap bagian *miniplant boiler* tersebut yang diambil dari data penelitian sebelumnya (Choirudin, 2010) sebagai berikut :

a. Feed Water Pump

Merupakan komponen pada *miniboiler* yang berfungsi untuk memompa air pengisi dari tangki penampung menuju *economizer*. *Feed water pump* memiliki spesifikasi sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{Water}} &= 0.5 \text{ Kg/s} \\ \text{Temperatur} &= 30^{\circ}\text{C} \\ Q &= 5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}$$

b. Economizer

Economizer berfungsi sebagai pemanasan awal dari *feed water* sebelum ke *boiler*. *Economizer* memiliki spesifikasi sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\text{Temperatur air input} &= 30^{\circ}\text{C} \\ \dot{m}_{\text{Water input}} &= 0.5 \text{ Kg/s} \\ \text{Voulume} &= 0.7 \text{ m}^3\end{aligned}$$

c. Steam Drum

Steamdrum merupakan bejana yang didalamnya berisi *water* dan *steamwater* dengan suhu dan tekanan yang tinggi. *Steam Drum* memiliki spesifikasi sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{Water input}} &= 1.4 \text{ Kg/s} \\ \text{Tinggi Tangki} &= 0.228 \text{ m} \\ \text{Voulume} &= 0.0122 \text{ m}^3 \\ \text{Temperatur output} &= 76^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

d. Waterwall

Pada *miniboiler*, *waterwall* berupa dinding yang berupa deretan pipa tegak yang mengelilingi ruang bakar, sebagai tempat pemanasan *water boiler*. *Waterwall* memiliki spesifikasi sebagai berikut :

Volume = 17 m³
 Temperatur *input* = 85°C
 Temperatur *Output* = 100°C

e. *Superheater*

Superheater merupakan tempat berupa jalur jalur pipa sebagai proses lanjut dalam pengolahan *steam* yang memanfaatkan gas buang (*flue gas*) dari hasil pembakaran. *Superheater* memiliki spesifikasi sebagai berikut :

Volume = 3.8 m³
 Temperatur *Output* = 250°C

f. *Gas Burner*

Gas burner menggunakan bahan bakar *natural gas* yang pasok dari PGN dengan spesifikasi yang akan dijelaskan pada subbab berikutnya.

3.2 Perhitungan Numerik

Sebelum melakukan simulasi dengan menggunakan *software HYSYS 7.3*, maka dilakukan perhitungan awal. Perhitungan ini digunakan untuk mendapatkan parameter masukan pada *HYSYS*. Pada tahap ini dilakukan perhitungan energi yang dibutuhkan *miniplant boiler* untuk menentukan spesifikasi *gas burner* yang akan digunakan, perhitungan laju massa bahan bakar, perhitungan AFR, perhitungan laju massa udara, serta laju massa udara dengan variasi *excess air*.

3.2.1. Perhitungan Energi yang Diperlukan Boiler

Energi yang diperlukan *boiler* (Q) yaitu merupakan energi yang digunakan untuk mengubah air menjadi *steam*. Perhitungan Energi yang digunakan *miniplant boiler* digunakan untuk menentukan kapasitas *burner* yang akan di pilih. Serta untuk menghitung laju massa bahan bakar yang memasuki *burner* sehingga *burner* menghasilkan kalor sesuai dengan kalor yang dibutuhkan oleh *miniplant boiler*.

Perhitungan energi yang diperlukan *miniplant boiler* ini menggunakan data-data operasi *miniplant boiler* yang didapatkan dari penelitian sebelumnya, antara lain sebagai berikut (Yustiono, 2010) :

Entalpi uap keluaran *superheater* : 2800.88 kJ/Kg
 Laju massa uap keluaran *superheater* : 0.1144 Kg/s
 Enthalpi *Feed water input* : 125.385 kJ/Kg

Sehingga perhitungan kapasitas *miniboiler* adalah:

$$Q = \dot{m}_{uap}(h_{out} - h_{in}) \quad (3.1)$$

$$Q = 0.115079 \text{ kg/s} (2802.87 \text{ kJ/Kg} - 125.385 \text{ kJ/Kg})$$

$$Q = 306.19 \text{ kJ/s}$$

$$Q = 306.19 \text{ kW}$$

Dari perhitungan yang telah dilakukan dapat dilihat bahwa energi yang diperlukan oleh *miniplant boiler* untuk merubah *feedwater* menjadi *saturated steam* dengan laju massa sebesar 0.115079 kg/s atau 0.456 ton/h adalah sebesar 306.19 kW. Pada tabel 3.2 dapat dilihat perubahan energi yang dihasilkan *boiler* terhadap laju massa *saturated steam* yang dihasilkan *boiler* pada kondisi *eksisting* yang didapat dari penelitian sebelumnya.

Tabel 3.1 Laju Massa *Steam Miniplant Boiler*

Q terima (KW)	Steam laju massa (Kg/s)	Steam Temperatur (°C)
330.50	0.123439	241.6547
312.07	0.116611	248.1901
309.85	0.115795	249.022
307.91	0.115079	249.7625
306.19	0.114444	250.426
304.65	0.113879	251.0238

Sumber : Yustiono, 2010

3.2.2. Perhitungan Laju Massa Bahan Bakar

Untuk menentukan laju massa *natural gas* yang dibutuhkan *burner*. Digunakan data perhitungan energi yang diperlukan *miniboiler* yang telah dihitung sebelumnya, dengan asumsi bahwa $Q_{lepas} = Q_{terima}$, sehingga kalor yang akan dihasilkan oleh gas *burner* juga sebesar 306.19 kW. Dalam penelitian ini akan digunakan *natural gas* dengan komposisi sebagai berikut :

Tabel 3.2 Komposisi dan properti *Natural Gas*

Komponen	Konsentrasi
CH ₄	89.23%
C ₂ H ₆	5.73%
C ₃ H ₈	1.87%
nC ₄ h ₁₀	0.68%
C ₅ H ₁₂	0.20%
nC ₆ h ₁₄	0.09%
N ₂	0.68%
CO ₂	1.52%

Sumber : https://id.wikipedia.org/wiki/Gas_alam

Karena kandungan terbesar dari gas alam adalah gas metana haitu hampir 90 % maka pada penelitian ini diasumsikan bahwa akndungan natural gas adalah 100 % gas metana. Gas metan memiliki nilai *High Heating Value (HHV)* sebesar 55147.32 kJ/kg. Sehingga perhitungan *laju massa* untuk gas alam menggunakan persamaan 2.21 adalah :

$$Q_{Burner} = \dot{m} * HHV_{natural\ gas} \quad (3.2)$$

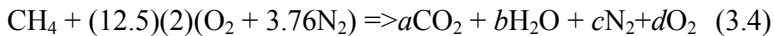
$$\dot{m} = \frac{Q_{burner}}{HHV_{natural\ gas}} \quad (3.3)$$

$$\dot{m} = \frac{306.19 \text{ kW}}{55147.32 \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m} = 0.00555 \text{ kg/s}$$

3.2.3. Perhitungan AFR

Pada kondisi operasi *gas burner* akan ditambahkan *excess air* sebesar 25 %, untuk mendapatkan parameter efisiensi yaitu emisi oksigen sebesar 4% (Atikol, 2012). Untuk reaksi pembakaran sempurna gas metan dengan *excess air* 25% atau udara teoritis 125% maka persamaan reaksi pembakaran gas metan harus disetarakan sebagai berikut.



Dimana a,b,c dan d merepresentasikan jumlah mol dari karbon dioksida, air, nitrogen dan oksigen. Dengan menggunakan prinsip konversi massa terhadap karbon dioksida, air, nitrogen dan oksigen secara berturut turut akan diperoleh empat persamaan diantara empat variabel yang tidak diketahui.

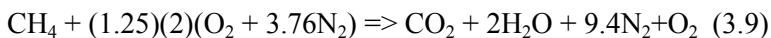
$$\text{C :} \quad a = 1 \quad (3.5)$$

$$\text{H :} \quad 2b = 4 \quad (3.6)$$

$$\text{O :} \quad 2a + b + 2d = (1.25)(2)(2) \quad (3.7)$$

$$\text{N :} \quad c = (1.25)(2)(3.76) \quad (3.8)$$

Sehingga didapatkan persamaan reaksi pembakaran yang setimbang sebagai berikut :



dari persamaan reaksi diatas dapat dilihat bahwa jumlah udara pembakaran adalah 11.9 mol udara per mol bahan bakar, sehingga nilai ini juga merupakan rasio udara-bahanbakar dalam basis molar *AF*. Sehingga rasio udara bahan bakar untuk basis massa dapat dihitung dengan persamaan 2.22 sebagai berikut :

$$AF = 11.9 \left(\frac{28.97}{16.04} \right)$$

$$AF = 21.49$$

3.2.4. Perhitungan Laju Massa Udara

Gas burner pada *miniplant boiler* ini dioperasikan dengan penambahan *excess air* sebesar 25 % pada udara teoritis, dikarenakan pada kondisi sebenarnya jumlah udara pembakaran selalu lebih besar dari jumlah udara pembakaran teoritis agar semua bahanbakar dapat terbakar habis. Sesuai pada perhitungan stoikiometri yang telah dilakukan sebelumnya, pemanbahan *excess air* 25% akan merubah nilai AFR teoritis dari 17.2 menjadi 21.49. Seshingga laju massa udara untuk operasional *gas burner* ini dapat dihitung sebagai berikut :

$$\dot{m}_{udara} = \dot{m}_{bahan\ bakar} * 21.49$$

$$\dot{m}_{udara} = 0.00555 \text{ kg/s} * 21.49$$

$$\dot{m}_{udara} = 0.11927 \text{ kg/s}$$

3.2.5. Perhitungan Laju Massa Udara dengan Variasi *Excess air*

Untuk mendapatkan pembakaran sempurna, jumlah udara yang disuplai haruslah lebih besar dari udara teoritis, kelebihan udara pembakaran ini dinamakan *excess air*, yang secara teori nilainya dapat bervariasi antara 5% hingga 50%. Perhitungan AFR dan laju massa udara dengan variasi *excess air* dilakukan dengan metode stoikiometri seperti pada perhitungan nilai AFR seperti yang tercantum pada lampiran A. Hasil perhitungan laju massa udara dengan aliran variasi *excess air* ditunjukkan pada tabel berikut :

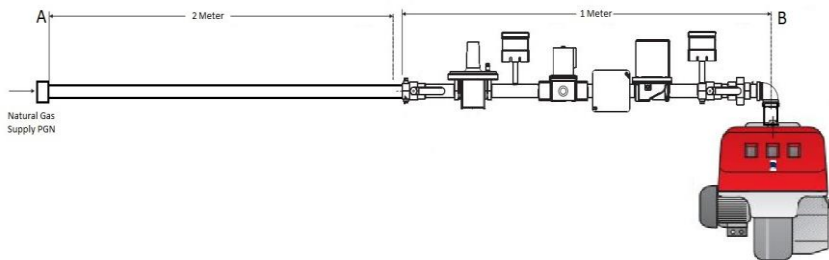
Tabel 3.3 Laju Massa Udara dengan Variasi *Excess air*

<i>excess air</i> (%)	AFR	\dot{m}_{udara} (kg/s)
0	17.20	0.0954
10	18.50	0.1048
20	20.62	0.1144
30	22.37	0.1241
40	24.06	0.1335
50	25.78	0.1430

Nilai variasi laju massa udara dan *AFR* dengan perubahan *excess air* pada tabel diatas akan dijadikan parameter input pada simulasi rasio kontrol pada *software HYSYS* yang akan dibuat, untuk mengetahui perubahan temperatur nyala api adiabatik *burner* terhadap perubahan nilai *AFR* pada pembakaran oleh penambahan *excess air*.

3.2.6. Desain Pipeline Natural Gas

Desain dari *pipeline natural gas* meliputi penentuan panjang total *pipeline*, diameter pipa, serta menghitung *pressure drop* dari *pipeline*, pada desain *pipeline* ini diasumsikan bahwa telah terpasang instalasi *pipeline* PGN. Berikut adalah skema *pipeline* dari *gas burner*, total panjang *pipeline* adalah 3 meter, 2 meter pertama adalah pipa sambungan ke main *supply natural gas*, sedangkan pipa yang berisikan *safety equipment* yaitu *gas train*, *pressure regulator* adalah sepanjang 1 meter dan langsung terhubung ke *combustion head*.



Gambar 3.4 Skema Pipeline Gas Burner

Rumus yang digunakan untuk menentukan *pressuredrop* dari *pipeline natural gas* dari titik A ke B adalah sebagai berikut (Riello, 2001):

$$\Delta P_{A-B} = \frac{\lambda \cdot V^2 \cdot \rho}{2 \cdot D_i} \cdot L_{tot} \quad (3.10)$$

Keterangan :

ΔP_{A-B} = *Pressure Drop* Antara titik A dan titik B
 λ = Faktor Gesekan
 V = Kecepatan aliran *natural gas* (m/s)
 ρ = Massa jenis *natural gas* kg/m³
 L_{tot} = Total panjang *pipeline* (m)
 D_i = Diameter internal *pipeline* (m)

Data dari besarnya variabel yang digunakan untuk Perhitungan *Pressure Drop* adalah sebagai berikut :

$\dot{m}_{Natural\ gas}$: 0.00555 kg/s
 Natural Gas density (ρ) : 0.7 kg/m³
 Kinematik Viscosity (γ) : 95.33 cSt
 Internal Diamater (D_i) : $\frac{3}{4}$ inch / 0.185 m
 Pipe Lengh (L_{tot}) : 3 m

Perhitungan kecepatan aliran udara untuk *natural gas* adalah sebagai berikut :

$$v = \frac{\dot{m}}{A \cdot \rho} \quad (3.11)$$

$$v_{natural\ gas} = \frac{0.00555}{0.02686 \cdot 0.7}$$

$$v_{natural\ gas} = \frac{0.00555}{0.02686 \cdot 0.7}$$

$$v_{natural\ gas} = 0.295 \text{ m/s}$$

Sedangkan debit *natural gas* dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut

$$Q = v_{natural\ gas} \times A \quad (3.12)$$

$$Q = 0.295 \frac{m}{s} \times 0.02686 \text{ m}^2$$

$$Q = 0.007928 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 28.54 \text{ m}^3/\text{h}$$

Sedangkan faktor gesekan (λ) gesekan dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\lambda = 0.0072 + \frac{0.612}{Re^{0.35}} + \frac{2.9 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{0.109}}{D_i} \quad (3.13)$$

Keterangan :

D_i = Diameter internal *pipeline* (m)

Re = *reynold number*

Nilai *reynold number* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned} Re &= 354 \cdot \frac{Q}{D_i \cdot \gamma} \cdot 10^{-6} \\ Re &= 354 \cdot \frac{0.007928}{0.0185 \cdot 9.5 \cdot 10^{-5}} \cdot 10^{-6} \\ Re &= 5749.17 \end{aligned} \quad (3.14)$$

Keterangan :

γ = Kinematik *Viscosity* (m²/s)

Dengan didapatkan nya nilai *reynold number* sebsar 5749.17 maka nilai faktor gesekan dapat dapat dihitung sebagai berikut :

$$\lambda = 0.0072 + \frac{0.612}{5749.17^{0.35}} + \frac{2.9 \cdot 10^{-5} \times 5749.17^{0.109}}{0.185}$$

$$\lambda = 0.0372$$

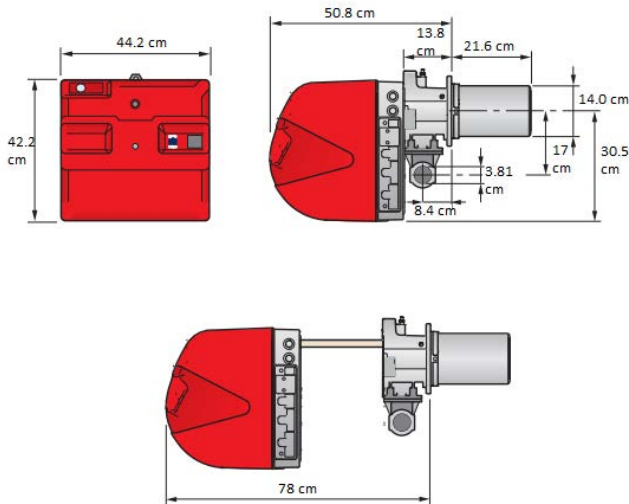
Setelah nilai nilai Re , dan λ diketahui maka nilai *pressure drop* pada titik A-B dapat dihitung sebagai berikut :

$$\Delta P_{A-B} = \frac{0.0372 \times 0.295^2 \times 0.7}{2 \cdot 0.185} \cdot 3$$

$$\Delta P_{A-B} = 0.01837 \text{ Pa}$$

3.3 Penentuan Spesifikasi Gas *Burner*

Pada perancangan rasio kontrol ini, *gas burner* yang digunakan menggunakan spesifikasi yang ada di pasaran. Dari perhitungan yang telah dilakukan sebelumnya, diketahui bahwa energi yang diperlukan *boiler* adalah sebesar 306.9 kW hingga 330 kW, sehingga diperlukan *gas burner* dengan kapasitas diantara nilai tersebut. Sehingga dipilihlah *gas burner* dari pabrikan *Riello* dengan tipe RS 34/E MZ. dengan spesifikasi sesuai *datasheet gas burner* pada lampiran C.



Gambar 3.5 Gas *Burner* *Riello* RS 34/E MZ

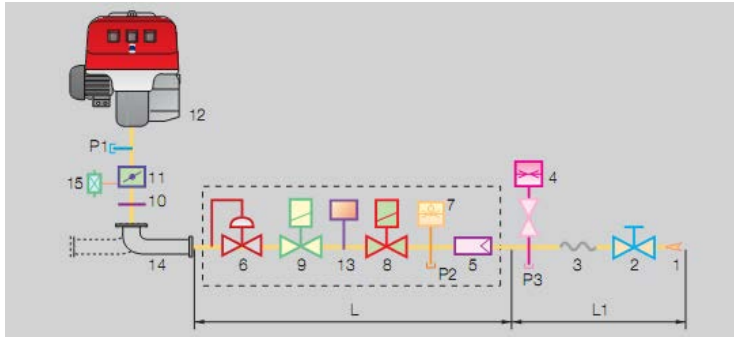
Sumber : Datasheet Gas *Riello* RS 34/E MZ

Tabel 3.4 Spesifikasi *Gas Burner*

Parameter	Spesifikasi
<i>Heat output</i> (Min – Max)	130 - 390 kW
<i>Air temperatur</i> (Max)	60°C
<i>Gas supply pressure</i>	625 kPa

Sumber : Datasheet Gas *Riello* RS 34/E MZ

Pada gambar berikut akan ditunjukkan diagram PI dari gas dari gas burner yang akan digunakan untuk perancangan rasio kontrol ini yang diambil dari *datasheet gas burner*.



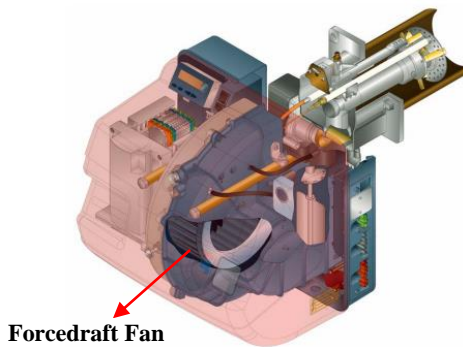
Gambar 3.6 Diagram PI Gas burner

Sumber : Datasheet Gas Riello RS 34/E MZ

Penjelasan bagian bagian yang diberi nomor pada diagram PI diatas adalah sebagai berikut :

1. *Gas input pipework*
2. *Manual valve*
3. *Anti-vibration joint*
4. *Pressure gauge with pushbutton cock*
5. *Filter*
6. *Pressure regulator (vertical)*
7. *Minimum gas pressure switch*
8. *VS safety solenoid (vertical)*
9. *regulation solenoid*
10. *Gasket and fl ange supplied with the burner*
11. *Gas adjustment butterfly valve*
12. *Burner*

Untuk menyuplai udara pembakaran ke *combustion chamber* pada gas *burner* ini digunakan *force draft fan* yang akan meningkatkan tekanan dan temperatur udara yang dibutuhkan untuk pembakaran. *Forcedraft fan* pada gas burner dengan tipe ini sudah menjadi satu dengan gas *burner* seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.7, sehingga tidak memerlukan pipa udara atau *air duct* yang panjang.



Gambar 3.7 Bagian-Bagian Riello Gas Burner

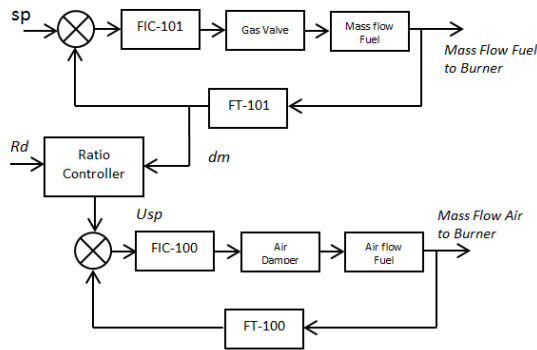
Sumber : Datasheet Gas Riello RS 34/E MZ

Besar kecilnya udara pembakaran yang masuk di kendalikan oleh sebuah *air damper* yang digerakkan oleh servo. Jenis *force draft fan* yang digunakan pada gas *burner* untuk menyupai udara pembakaran ke *combustion chamber* ini adalah *fan* sentrifugal dengan tipe *forward curve blades* dengan penggerak berupa motor.

3.4 Perancangan Rasio Kontrol

Desain rasio kontrol yang akan dipakai pada perancangan rasio kontrol pada gas burner ini adalah rasio kontrol dengan metode 2, yaitu menggunakan rasio *station*. Dengan aliran *disturbance* (d) adalah laju massa dari natural gas, sedangkan laju aliran yang dimanipulasi (u) adalah laju massa dari udara yang dikontrol oleh air damper. Hanya saja pada perancangan rasio kontrol ini, aliran *disturbance* yaitu laju massa dari natural gas, juga di kontrol dengan menggunakan gas *valve*.

Gambar 3.9 P&ID *Ratio* Kontrol Gas *Burner*

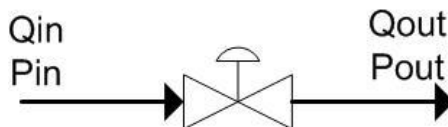


Gambar 3.10 Diagram Blok *Ratio* Kontrol Gas *Burner*

3.4.1 Pemodelan Matematis Laju Aliran

Pada perancangan pengendalian rasio ini terdapat dua laju alir yang harus dikendalikan yaitu laju massa dari *natural gas* yang dikendalikan oleh *control valve* dan laju massa udara yang dikendalikan oleh *air damper*. Dengan menggunakan hukum kesetimbangan gaya, akan didapatkan model matematis dari kedua aliran tersebut dengan beberapa asumsi yaitu dalam memodelkan dinamika aliran fluida dalam pipa tidak terjadi perubahan kimia, tidak ada heat loss dan volume serta properti fisik konstan (Septanto, 2010).

Aliran fluida diperoleh dengan perbedaan tekanan diantara dua daerah pipa. Yaitu sebelum dan setelah melewati *control valve/air damper*.



Gambar 3.11 Skema pemodelan flow

Dengan hukum kesetimbangan gaya didapatkan persamaan berikut :

$$F = m \cdot a \quad (3.15)$$

$$m \cdot \frac{dv}{dt} = A \cdot \Delta P \quad (3.16)$$

Dimana :

m = Massa liquid pipa (kg)

$\frac{dv}{dt}$ = Kecepatan fluida (m^3/s)

A = Luasan pipa (m^2)

ΔP = perbedaan tekanan (kg/m^2)

$$m = \rho \cdot A \cdot L \quad (3.17)$$

$$Q = A \cdot v \quad (3.18)$$

Dimana :

ρ = Massa jenis (kg/m^3)

L = Panjang pipa (m)

Q = Debit flow (m^3/s)

Dengan melakukan substitusi persamaan 3.29 dan 3.30 ke persamaan 3.28 maka didapat persamaan sebagai berikut :

$$\rho \cdot A \cdot L \cdot \frac{dv}{dt} = A \cdot \Delta P \quad (3.19)$$

$$\frac{\rho v}{A} \cdot \frac{dQ}{dt} = \Delta P \quad (3.20)$$

$$\frac{d}{dt}(Q_{in} - Q_{out}) = \int \frac{A}{\rho \cdot L} (P_{in} - P_{out}) dt \quad (3.21)$$

$$Q_{out} = Q_{in} - \int \frac{A}{\rho \cdot L} (P_{in} - P_{out}) dt \quad (3.22)$$

Pada perancangan rasio kontrol ini yang dikendalikan adalah laju massa sedangkan pada persamaan model laju alir 3.34 yang menjadi output adalah debit. Sehingga diperlukan konversi dari debit ke laju massa. Hubungan antara debit dan laju massa adalah seperti persamaan berikut ini :

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (3.23)$$

3.4.2 Pemodelan Pembakaran Pada Burner

Proses utama yang terjadi pada *gas burner* adalah sebuah pembakaran. Pada gambar 3.9 dan 3.10, kedua aliran reaktan yaitu udara dan bahan bakar memasuki sebuah *gas burner* dimana pada simulasi *HYSYS* digunakan sebuah reaktor konversi untuk *gas burner* (Yousri M.A. Welaya, 2012) karena pada reaktor terjadi reaksi pembakaran. Reaktor yang digunakan untuk mensimulasikan pembakaran pada *HYSYS* merupakan sebuah reaktor adiabatik, sehingga pada reaksi pembakaran adiabatik tidak ada kalor dan kerja yang bereaksi, sehingga pembakaran pada *gas burner* dapat dimodelkan berdasarkan menurut hukum kesetimbangan energi untuk sistem reaktif (Cengel, 2004) persamaan pembakaran pada *gas burner* dapat diturunkan sebagai berikut adalah sebagai berikut :

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \quad (3.24)$$

$$\underbrace{Q_{in} + W_{in} + \sum N_r (\bar{h}_f^o + \bar{h}(T_{in}) - \bar{h}(298))}_{\text{Input energi per mol bahan bakar}} = \underbrace{Q_{out} + W_{out} + \sum N_p (\bar{h}_f^o + \bar{h}(T_{ad}) - \bar{h}(298))}_{\text{output energi per mol bahan bakar}}$$

$$(3.25)$$

Dengan subskrip r menyatakan reaktan dan p adalah produk. Dimana N_r dan N_p adalah jumlah mol reaktan dan produk, nilai N_r dan N_p dapat diperoleh dari persamaan stoikiometri reaksi pembakaran yang telah disetimbangkan. Dengan menganggap transfer panas ke sistem dan kerja yang dilakukan sistem bernilai positif, maka persamaan diatas dapat disederhanakan menjadi sebagai berikut :

$$Q - W = \sum N_p (\bar{h}^o_f + \bar{h}(T_{ad}) - \bar{h}(298))_p = \sum N_r (\bar{h}^o_f + \bar{h}(T_{in}) - \bar{h}(298))_r \quad (3.26)$$

Dengan $\bar{h}^o_{RP} = \bar{h}^o_{f \text{ produk}} - \bar{h}^o_{f \text{ reaktan}}$ Maka

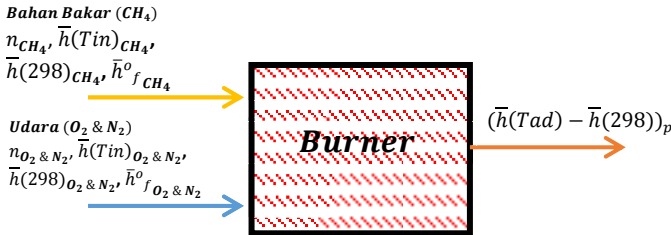
$$Q - W = \bar{h}^o_{RP} + \sum N_p (\bar{h}(T_{ad}) - \bar{h}(298))_p - \sum N_r (\bar{h}(T_{in}) - \bar{h}(298))_r \quad (3.27)$$

Pada kondisi adiabatik maka tidak ada kalor yang terbuang ke lingkungan dan karena reaktor juga tidak berpindah tempat sehingga Q dan W bernilai nol.

$$0 = \bar{h}^o_{RP} + \sum N_p (\bar{h}(T_{ad}) - \bar{h}(298))_p - \sum N_r (\bar{h}(T_{in}) - \bar{h}(298))_r \quad (3.28)$$

$$\sum N_p (\bar{h}(T_{ad}) - \bar{h}(298))_p = \sum N_r (\bar{h}(T_{in}) - \bar{h}(298))_r - \bar{h}^o_{RP} \quad (3.29)$$

$$\begin{aligned} \sum N_p (\bar{h}(T_{ad}) - \bar{h}(298))_p = \\ n_r \{ \bar{h}(T_{in}) - \bar{h}(298) \}_{CH_4} + n_r \{ \bar{h}(T_{in}) - \bar{h}(298) \}_{O_2} + n_r \{ \bar{h}(T_{in}) - \bar{h}(298) \}_{N_2} - \bar{h}^o_{RP} \end{aligned} \quad (3.30)$$



Gambar 3.12 Skema Pemodelan Pembakaran

Keterangan :

\bar{h}_f^o = Entalpi pembentukan

$\bar{h}(T_{in})$ = Entalpi spesifik pada temperatur input

$\bar{h}(T_{ad})$ = Entalpi spesifik pada temperatur adiabatik

$\bar{h}(298)$ = Entalpi spesifik pada kondisi standar (298 K)

\bar{h}_{RP}^o = Entalpi pembakaran

Q = Kalor yang dilepas reaksi

W = kerja yang dihasilkan reaksi

T_{ad} = Temperatur api adiabatik

Nilai entalpi pembentukan dari reaktan dan produk diperoleh dari tabel A-25. Dengan mengetahui kondisi dari reaktan ketika memasuki reactor maka $(\Delta \bar{h})_r$ dapat dihitung, sedangkan $(\Delta \bar{h})_p$ memperhitungkan perubahan entalpi produk pembakaran dari temperatur referensi (T_{298}) ke temperatur api adiabatik (T_{ad}) yang tidak diketahui. Karena pada tabel A-25 entalpi spesifik berhubungan langsung dengan temperatur, untuk menghitung temperatur api adiabatik suatu nilai temperatur diasumsikan kemudian digunakan untuk mengevaluasi sisi kanan. Jika tidak sama dengan nol, maka perhitungan diulang dengan nilai temperatur yang lain. Kemudian nilai temperatur api adiabatik yang sebenarnya ditentukan dari hasil interpolasi dari kedua hasil perhitungan tersebut.

Karena reaksi pembakaran terjadi pada sebuah reaktor adiabatik maka, temperatur produk sama dengan temperatur api, yang dinamakan temperatur api adiabatik (Barth, 2010). Perhitungan temperatur api adiabatik menggunakan data-data entalpi spesifik, entalpi pembentukan, dan entalpi pembakaran yang didapatkan dari tabel termodinamika, dimana perhitungan temperatur api adiabatik ini dapat dilihat pada lampiran B.

3.4.3 Pemodelan Matematis Aktuator

Terdapat dua aktuator pada perancangan rasio kontrol ini, aktuator pertama adalah pada *loop* pengendalian laju massa natural gas, yang berupa *control valve* yang bertipe *butterfly valve*, sedangkan aktuator yang kedua adalah *air damper*, keduanya digerakkan oleh sebuah motor *servo*, berdasarkan datasheet dari gas *burner* tipe motor *servo* yang digunakan untuk menggerakkan kedua aktuator ini adalah *siemens* SQN 13,14. Sesuai dengan datasheet *siemens servo electromotoric actuator* spesifikasi aktuator servo yang digunakan adalah sebagai berikut :

Tabel 3.5 Spesifikasi Servo Aktuator

Parameter	Spesifikasi
Torsi	1 Nm
<i>TimeStroke</i> 90° <i>rotation</i>	5 s <i>Anti-clockwise</i>
<i>Input power</i>	7.5 W

Sumber : Datasheet *siemens* SQN 13,14

Input dari aktuator ini berupa sinyal arus yang memiliki rentang 4 – 20 mA dari *controller*. dan dikonversikan ke bukaan *actuator (OP)* 0 – 100% dan menghasilkan *ouput* berupa besar laju massa udara dan laju massa *natural gas*.

a. Pemodelan *control valve natural gas*

Pemodelan *control valve* untuk *natural gas* ini didekati dengan orde satu sesuai dengan persamaan 2.31. gain control valve dihitung dengan persamaan 3.32, dengan laju massa maksimal yang melalui control valve adalah sebesar 0.009 kg/s dan minimal sebesar 0 kg/s, sedangkan sinyal keluaran controller berada pada range 3 – 15 mA.

$$K_v = \frac{0.009 \text{ kg/s} - 0 \text{ kg/s}}{15 \text{ mA} - 3 \text{ mA}} \quad (3.29)$$

$$= 0.00075$$

berdasarkan datasheet dari servo valve, *time stroke* (T_v) sebesar 5 detik, maka dengan menggunakan persamaan 2.33 dapat dihitung *time constant* sebagai berikut :

$$\Delta V = \frac{Q_{uanmaks} - Q_{uanmaks}}{Q_{uanmaks}}$$

$$\Delta V = \frac{0.009 - 0}{0.009} = 0.3$$

$$\tau = 5(0.3 + 1) = 6.5$$

Sehingga fungsi transfer dari *control valve* untuk *natural gas* adalah sebagai berikut :

$$\frac{m_{b(s)}}{u(s)} = \frac{0.00075}{6.5s + 1} \quad (3.30)$$

b. Pemodelan *Air Damper*

Pemodelan *Air damper* untuk *udara pembakaran* ini didekati dengan orde satu sesuai dengan persamaan 2.31. gain dihitung dengan persamaan 3.32, dengan laju massa maksimal yang melalui air damper adalah sebesar 0.17 kg/s dan minimal sebesar 0.06 kg/s, sedangkan sinyal keluaran controller berada pada range 3 – 15 mA.

$$K_v = \frac{0.17 \text{ kg/s} - 0.06 \text{ kg/s}}{15 \text{ mA} - 3 \text{ mA}} \quad (3.31)$$

$$K_v = 0.00916$$

berdasarkan datasheet dari servo valve, *time stroke* (T_v) sebesar 5 detik, maka dengan menggunakan persamaan 2.33 dapat dihitung *time constant* sebagai berikut :

$$\Delta V = \frac{0.17 - 0.06}{0.17} = 0.647$$

$$\tau = 5(0.647 + 0.3) = 4.73$$

Sehingga fungsi transfer dari *air damper* adalah sebagai berikut :

$$\frac{m_{b(s)}}{u(s)} = \frac{0.00916}{4.73 s + 1} \quad (3.32)$$

3.1. Pembuatan Simulasi Pada Software HYSYS 7.3

Setelah dilakukan perhitungan numerik dan mendapatkan nilai nilai yang diperlukan sebagai parameter input untuk simulasi pada *HYSYS*, antara lain laju *massa natural gas*, laju massa udara, serta nilai *AFR* yang akan dikendalikan. Pertama-tama akan dibuat simulasi *steady state* di *HYSYS* setelah itu hasil simulasi *steady state* yang telah konvergen di ubah ke mode simulasi *dynamic* dengan pemasangan unit-unit controller laju massa kedua variabel serta rasio *controller*.

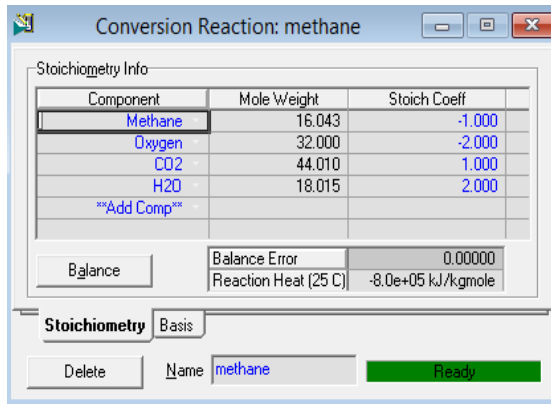
3.5.1. Simulasi mode *Steady State* pada HYSYS

a. Reaksi Pembakaran Natural gas

Pada perancangan rasio kontrol ini melibatkan reaksi pembakaran *natural gas*. Kandungan utama yang paling dominan dari *natural gas* adalah gas metan. Sehingga pada simulasi ini di asumsikan *input natural gas* memiliki kandungan 100% gas metana. Sehingga reaksi pembakaran sempurna metan dengan oksidator oksigen adalah sebagai berikut.



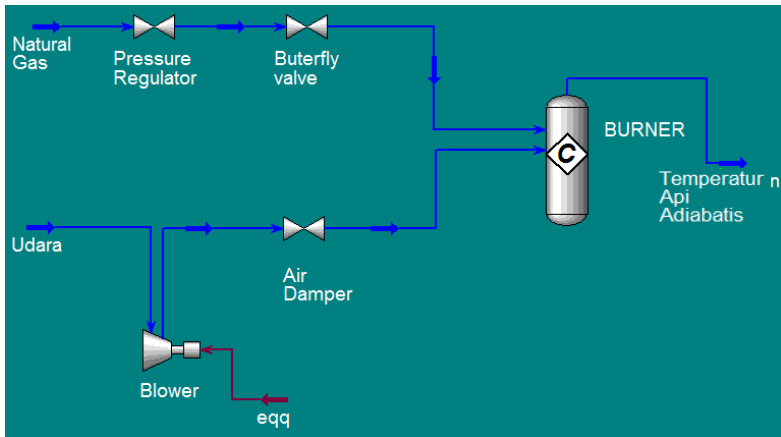
Selanjutnya nilai koefisien dari reaktan dan produk pada reaksi pembakaran diatas dimasukkan pada software *HYSYS* pada tap *reactions* di *simulation basis manager* pada software *HYSYS* hingga *balance error* bernilai nol.



Gambar 3.13 Reaksi Pembakaran Pada HYSYS

b. Pembuatan Simulasi Gas *Burner*

Langkah selanjutnya adalah pembuatan simulasi *steady state gas burner*. *Equipment* yang digunakan untuk membuat simulasi *gas burner* antara lain adalah, *conversion reactor* sebagai ruang bakar burner, 2 *stream* yaitu udara dan natural gas, *blower* yang mana pada simulasi ini akan digunakan kompresor sebagai *blower*, yang akan meningkatkan tekanan masuk udara ke ruang bakar, serta 3 *valve* yaitu gas train sebagai pressure regulator *gas valve* serta *air damper* yang digunakan sebagai *actuator* untuk pengendalian laju massa udara dan bahan bakar, serta sebagai *pressure regulator* natural gas dan udara sebelum memasuki ruang bakar. Berikut adalah simulasi *gas burner* pada HYSYS.



Gambar 3.14 Simulasi *Steady State HYSYS*

Laju massa dari natural gas dan udara digunakan data hasil perhitungan yang telah dihitung sebelumnya. Berikut adalah data kondisi input material stream udara dan bahan bakar yang digunakan pada simulasi *steadystate gas burner* ini.

Material Stream: Natural Gas		
Worksheet	Stream Name	Natural Gas
Conditions	Vapour / Phase Fraction	1.0000
Properties	Temperature [C]	40.00
Composition	Pressure [mbar]	200.0
Oil & Gas Feed	Molar Flow [kgmole/s]	3.459e-004
Petroleum Assay	Mass Flow [kg/s]	5.550e-003
K Value	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	6.673e-002
User Variables	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-7.436e+004
Notes	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	198.8
Cost Parameters	Heat Flow [kW]	-25.72
Normalized Yield	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	29.37
	Fluid Package	Basis-1
	Utility Type	

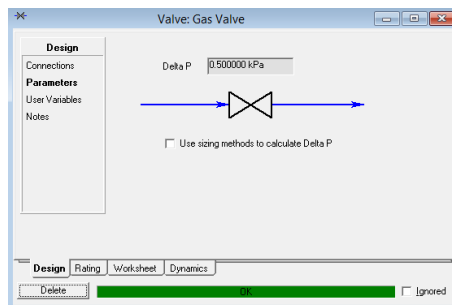
Gambar 3.15 Kondisi Material *Stream* Natural Gas

Gambar diatas menunjukkan parameter input kondisi pada stream *natural gas*, dengan tekanan input sebesar 200 mbar yang yaitu tekanan *supply* gas dari pipa PGN. Tekanan ini harus diturunkan menjadi sekitar 13 mbar pada saat memasuki gas burner sesuai dengan *datasheet* dari spesifikasi gas *burner* yang digunakan. Oleh karena itu harus melalui sebuah *pressure* regulator, dimana pada gas *burner* ini *pressure* regulator yang digunakan adalah sebuah gas *trains* yang merupakan sebuah *pressure* regulator yang telah dilengkapi oleh *safety valve* yaitu *shutoff valve* dan *solenoid valve* jika terjadi kegagalan. Berdasarkan *datasheet* burner yang digunakan, tipe gas *trains* yang dipakai adalah *DUNGS MB 407 S2*. Berdasarkan *datasheet* gas *trains* tersebut mampu menurunkan tekanan sebesar 4 mbar -20 mbar. Berikut adalah data kondisi stream *natural gas* setelah melalui gas *trains*.

Material Stream: Gas Train Output	
Worksheet	Stream Name: Gas Train Output
Conditions	Vapour / Phase Fraction: 1.0000
Properties	Temperature [C]: 59.92
Composition	Pressure [mbar]: 13.60
Oil & Gas Feed	Molar Flow [kgmole/s]: 3.459e-004
Petroleum Assay	Mass Flow [kg/s]: 5.550e-003
K Value	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]: 6.673e-002
User Variables	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]: -7.362e+004
Notes	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]: 223.4
Cost Parameters	Heat Flow [kW]: -25.47
Normalized Yield:	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]: 29.37
	Fluid Package: Basis-1
	Utility Type: Basis-1

Gambar 3.16 Kondisi Material *Stream* Keluaran Gas Train

Setelah melewati gas *trains* tekanan *natural* gas turun menjadi sebesar 13.60 mbar. Kemudian aliran *natural* gas melewati *butterfly valve* yang digerakkan oleh servo untuk mengatur- besar kecilnya laju massa *natural* gas yang diperlukan untuk pembakaran pada gas burner. Pada *butterfly valve* ini aliran *natural* gas mengalami penurunan tekanan akibat sebesar 0.6 mbar yang merupakan besar *pressure drop/delta P* pada *butterfly valve*.



Gambar 3.17 Delta P pada Gas *Buttlerfly Valve*

Sehingga aliran *natural* gas yang memasuki *combustion chamber* gas burner memiliki propertis sebagai berikut :

Material Stream: Combustion chamber in	
Worksheet	Stream Name: Combustion chamt:
Conditions	Vapour / Phase Fraction: 1.0000
Properties	Temperature [C]: 39.91
Composition	Pressure [mbar]: 13.00
Oil & Gas Feed	Molar Flow [kgmole/s]: 3.459e-004
Petroleum Assay	Mass Flow [kg/s]: 5.550e-003
K Value	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]: 6.673e-002
User Variables	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]: -7.436e+004
Notes	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]: 221.5
Cost Parameters	Heat Flow [kW]: -25.72
Normalized Yield	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]: 29.37
	Fluid Package: Basis-1
	Utility Type:
	Manipulate Conditions
Worksheet	Attachments Dynamics
	OR
Delete	Define from Other Stream...

Gambar 3.18 Kondisi Material *Stream input Combustion Chamber*

Selanjutnya adalah aliran udara pembakaran yang memasuki gas burner. Sesuai dengan perhitungan yang dilakukan sebelumnya laju massa udara pembakaran operasional untuk nilai AFR sebesar

21.49 adalah sebesar 0.11927 kg/s. dimasukkan sebagai parameter input *laju massa* pada *material stream* udara yaitu sebagai berikut :

Worksheet	Stream Name	Udara
Conditions	Vapour / Phase Fraction	1.0000
Properties	Temperature [C]	25.00
Composition	Pressure [mbar]	40.00
Oil & Gas Feed	Molar Flow [kgmole/s]	4.134e-003
Petroleum Assay	Mass Flow [kg/s]	0.1193
K Value	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	0.4964
User Variables	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-0.3235
Notes	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	178.6
Cost Parameters	Heat Flow [kW]	-1.337e-003
Normalized Yield:	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	351.7
	Fluid Package	Basis-1
	Utility Type	-

Manipulate Conditions

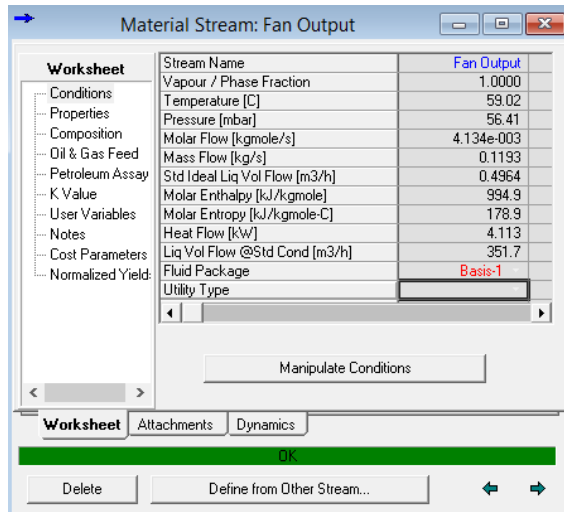
Worksheet Attachments Dynamics

OK

Delete Define from Other Stream...

Gambar 3.19 Kondisi *Material Stream* Udara

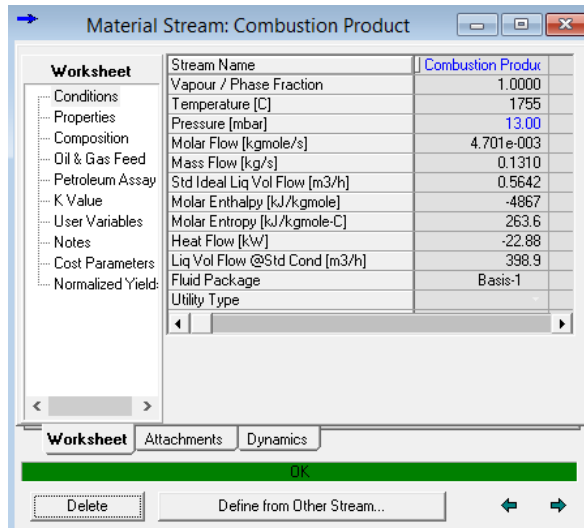
kemudian tekanan udara sebesar 40 mbar akan dinaikan menggunakan *fan* karena fungsi *fan* pada gas *burner* adalah sebagai penyuplai udara pembakaran dengan cara meningkatkan tekanan udara untuk memasuki gas *burner*. Tekanan udara dinaikkan sebesar 56.41 mbar. Berikut adalah kondisi *material stream* untuk udara keluaran *fan*.



Gambar 3.20 Kondisi Material *Stream* Udara Keluaran Blower

Setelah itu udara akan dilewatkan sebuah *air damper*, yang amana kemudian pada *air damper* ini besar kecilnya laju massa udara akan diatur berdasarkan perubahan laju massa bahan bakar. Tekanan udara setelah melewati *air damper* akan diturunkan dikarenakan *pressure drop valve* menjadi sebesar 50 mbar.

Hasil dari simulasi reaksi pembakaran pada *gas burner* ini adalah produk prmbakaran berupa api yang dihasilkan dari pembakaran gas metan serta udara. besarnya temperetetur api ini akan sangat bergantung pada rasio udara bahan bakar (*AFR*). dengan nilai-nilai laju massa bahan bakar serta udara yang telah diinputkan sebelumnya. Maka parameter kondisi dari *material stream combustion product* adalah sebagai berikut.



The screenshot shows the 'Material Stream: Combustion Product' window in HYSYS. The 'Worksheet' tab is active, displaying a table of stream properties. The 'Conditions' section shows Temperature at 1755°C and Pressure at 13.00 mbar. The 'Composition' section shows a Molar Flow of 4.701e-003 kgmole/s and a Mass Flow of 0.1310 kg/s. Other properties include Std Ideal Liq Vol Flow, Molar Enthalpy, Molar Entropy, Heat Flow, and Liq Vol Flow @Std Cond.

Property	Value
Stream Name	Combustion Product
Vapour / Phase Fraction	1.0000
Temperature [C]	1755
Pressure [mbar]	13.00
Molar Flow [kgmole/s]	4.701e-003
Mass Flow [kg/s]	0.1310
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	0.5642
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-4867
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	263.6
Heat Flow [kW]	-22.88
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	398.9
Fluid Package	Basis-1
Utility Type	

Gambar 3.21 Kondisi Material *Stream* *Combustion Product*

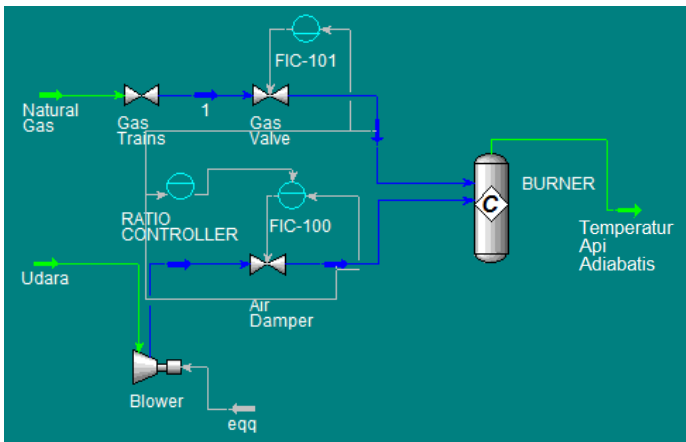
Nilai temperatur pada combustion product diatas adalah sebesar 1755°C, merupakan nilai temperetur api adiabatik.

3.5.2 Simulasi Mode *Dynamic* pada HYSYS

Setelah *simulasi steadystate* konvergen maka langkah berikutnya simulasi *steady state* yang telah dibuat di konversi ke simulasi *dynamic mode* pada HYSYS. Jika pada *simulasi steady state* variabel-variabel yang ada pada proses pembakaran di gas burner diasumsikan tidak berubah terhadap waktu, sementara diketahui bahwa tidak ada proses yang benar benar berjalan dengan stabil, melainkan variabel-variabel proses akan selalu berubah terhadap waktu, maka pada simulasi *dynamic mode* perilaku dinamik akibat adanya akumulasi massa dan energy pada gas burner akan dimodelkan.

Makadari itu pada simulasi *dynamic mode* ini akan ditambahkan *controller* pada simulasi yang sudah ada sebelumnya, *controller* yang ditambahkan antara lain *flow controller* untuk mengatur laju massa natural gas, serta *flow controller* untuk mengatur laju massa udara.

Selain itu juga akan ditambahkan *ratio controller* untuk menjaga nilai AFR sesuai dengan rasio stokiometrik yang telah dihitung sebelumnya. dan juga pada mode dinamik ini akan didapatkan respon dinamik dari kontroller yang telah dipasang untuk kemudian dianalisa parameter respon dinamikanya. Desain rasio kontrol yang digunakan sesuai dengan skema pada gambar 3.3 dan gambar 3.4. Berikut adalah simulasi *dynamic mode* pada HYSYS yang telah ditambahkan controller :



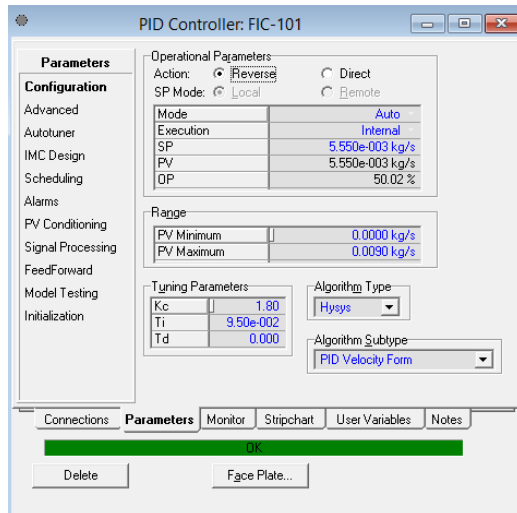
Gambar 3.22 Simulasi *dynamic mode* HYSYS dengan *Controller*

a. *Controller* pada Simulasi *Dynamic mode*

Pada simulasi *dynamic mode* dipasang beberapa *controller* untuk menjaga variabel proses agar tetap stabil terhadap perubahan waktu. Untuk mensimulasikan rasio kontrol pada gas burner pada simulasi ini terdapat 3 kontroller yang akan ditambahkan, antara lain FIC-100 dan FIC-101 yaitu *controller* jenis *PI controller* pada HYSYS 7.3 untuk mengendalikan laju massa *natural gas* dan laju massa udara, serta *ratio controller* untuk mengendalikan rasio udara dan bahan bakar.

Controller yang pertama adalah FIC-101 yang digunakan untuk mengendalikan laju massa dari *disturbance stream* yaitu *natural*

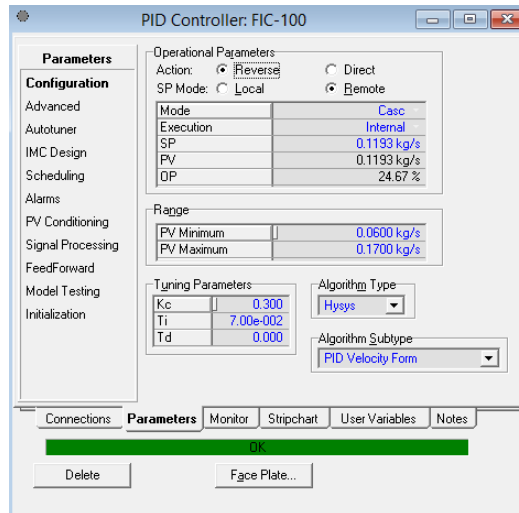
gas. Berikut adalah parameter yang dimasukkan ke dalam FIC-101 pada HYSYS.



Gambar 3.23 Parameter FIC-101

Mode controller adalah *auto* yang berarti controller ini bekerja secara independen dan kita bisa merubah setpoint dari FIC-101 secara langsung dengan menggeser *cursor* pada *stripchart*.

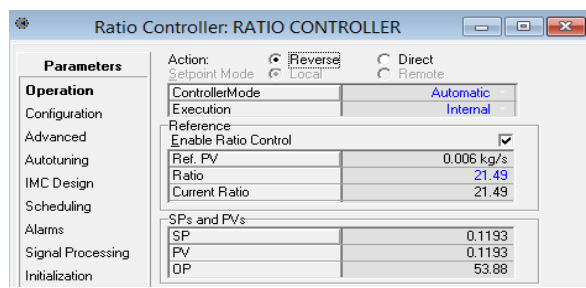
Controller berikutnya adalah FIC-100 yang juga merupakan jenis controller PI pada HYSYS. FIC-100 digunakan untuk mengendalikan *laju massa* udara, FIC-100 ini akan menerima setpoint dari *ratio controller* yang akan mengkalkulasi setpoint FIC-100 terhadap perubahan laju massa natural gas sehingga rasio udara dan bahan bakar akan tetap pada nilai yang telah ditentukan. Berikut adalah parameter pada FIC-100.



Gambar 3.24 Parameter FIC-100

Mode *controller* adalah *casc*, dengan SP mode remote yang berarti controller ini akan menerima *set poin* dari hasil keluaran controller lain yang yaitu dari RC-01 sesuai dengan teori sebelumnya.

Controller yang ketiga adalah *ratio controller*, HYSYS telah menyediakan secara khusus rasio kontrol pada *control loops*, sehingga *controller* ini memang secara khusus digunakan untuk mengatur rasio kedua variabel, yang dalam konteks ini merupakan rasio laju massa dari udara dan bahan bakar. Rasio kontrol ini bekerja sesuai dengan desain rasio kontrol metode dua, yaitu tanpa elemen pembagi didalam *loop* pengendalian yang akan membuat sistem menjadi non linear sesuai dengan teori. Berikut adalah parameter pada *ratio cotroller*.



Gambar 3.25 Parameter *Ratio Controller*

Kita memasukkan nilai ratio yang dikehendaki pada *ratio*, yaitu diisikan nilai 21.49 sesuai dengan nilai AFR dengan excess air 25% sesuai perhitungan sebelumnya, sedangkan current ratio adalah nilai ratio *real* pada *plant* yang sedang berjalan.

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Sesuai dengan perancangan rasio kontrol pada gambar 3.9. yang telah disimulasikan menggunakan *HYSYS* mode dinamik pada gambar 3.22. Maka akan dilakukan pengujian dan analisa terhadap hasil simulasi. Pertama-tama akan dilakukan validasi terhadap hasil simulasi *HYSYS*, selanjutnya perhitungan rentang operasi dari *gas burner*, lalu dilakukan beberapa pengujian, pengujian yang dilakukan antara lain adalah uji respon masukan *step* yaitu pada uji ini kondisi sistem dibuat ideal tanpa adanya gangguan lalu diberikan masukan *step* sesuai dengan nilai setpoint kondisi operasi normal sistem seperti yang diinginkan. Selanjutnya dilakukan pengujian penambahan kalor yang dihasilkan oleh *gas burner*, selanjutnya akan dilakukan variasi penambahan *excess air* dan dilakukan analisa terhadap perubahan temperatur nyala api adiabatik dari *gas burner*.

4.1 Validasi Hasil Simulasi *HYSYS*

Validasi data merupakan salah satu proses penting dalam sebuah penelitian sehingga dapat diketahui kesesuaian hasil penelitian. Validasi dilakukan dengan menggunakan perbandingan antara salah satu parameter pada simulasi dengan perhitungan. Perhitungan yang dilakukan adalah perhitungan temperatur api adiabatik, dimana besarnya temperatur api adiabatik ini dipengaruhi oleh jumlah *excess air* dan nilai AFR pada pembakaran. Perhitungan dilakukan menggunakan hukum kesetimbangan energi untuk sistem reaktif, dan menggunakan data tabel termodinamika A-23 dan A-25, untuk mendapatkan data entalpi pembentukan pada kondisi standar, entalpi spesifik pada gas ideal serta entalpi pembentukan pada gas ideal. Perhitungan temperatur api adiabatik terdapat pada lampiran B. Berikut merupakan tabel perbandingan hasil simulasi dengan hasil perhitungan :

Tabel 4.1 Validasi Hasil Simulasi dengan Hasil Perhitungan

<i>Excess Air</i>	Temperatur Api Adiabatis Hasil Perhitungan	Temperatur Api Adiabatis Hasil Simulasi <i>HYSYS</i>	Error
0 %	2049.79 °C	2044.78 °C	0.24 %
10 %	1912.98 °C	1920.77 °C	0.41 %
20 %	1795.13 °C	1807.67 °C	0.70 %
30 %	1690.04 °C	1703.89 °C	0.82 %
40 %	1593.24 °C	1613.63 °C	1.28 %
50 %	1507.60 °C	1530.73 °C	1.53 %
	Error Rata-Rata		0.83 %

Dari Tabel 4.1 didapatkan *error* yang relatif kecil dibawah 10 %. Hal ini menunjukkan bahwa simulasi yang telah dibuat dapat dibuktikan dengan perhitungan matematis berdasarkan model kesetimbangan energi sistem reaktif.

4.2 Rentang Operasi Gas Burner

Untuk menentukan rentang operasi dari *gas burner* yaitu meliputi nilai maksimal dan minimal dari laju massa bahan bakar, serta kalor yang akan dihasilkan, digunakan prinsip kesetimbangan energi yaitu $Q_{lepas} = Q_{terima}$. Q_{lepas} adalah kalor yang dihasilkan oleh gas burner sedangkan Q_{terima} adalah kalor yang dibutuhkan oleh *miniplant boiler* untuk merubah *feedwater* menjadi *saturated steam*. Dari data yang diperoleh dari penelitian sebelumnya tentang *miniplant boiler* (Yustiono, 2010), berikut adalah nilai laju massa *saturated steam* minimal dan maksimal serta temperatur dari steam yang dapat dihasilkan oleh *miniplant boiler*.

Tabel 4.2 Data Laju Massa *Steam* Miniplant Boiler

Laju massa <i>steam</i> (Kg/s)	Temperatur (°C)
0.123439	241.654
0.116611	248.190
0.115795	249.022
0.115079	249.762
0.114444	250.426
0.113879	251.023

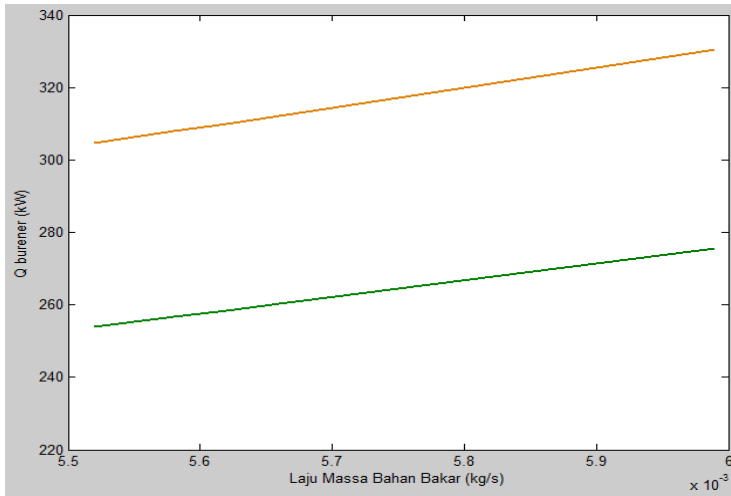
Sumber : Yustiono, 2010

Dari data diatas, dengan menggunakan persamaan 2.12 maka dapat dihitung nilai kalor yang dibutuhkan oleh miniplant boiler. Jika $Q_{lepas} = Q_{terima}$ maka dapat dihitung pula jumlah kalor yang dilepaskan oleh *gas burner*, dan laju massa bahan bakar dapat dihitung dengan persamaan 2.11, dan dengan nilai AFR sebesar 21.49, rentang laju massa udara dapat dihitung dengan persamaan 3.3 Maka rentang operasi *gas burner* dengan bahan bakar *natural gas* yang meliputi rentang kalor yang akan dihasilkan serta rentang laju massa *natural gas* dan udara adalah sebagai berikut :

Tabel 4.3 Rentang Operasi Gas *Burner*

Q Burner (kW)	$\dot{m}_{\text{bahan bakar}}$ (Kg/s)	\dot{m}_{udara} (Kg/s)
330.50	0.00599	0.12873
312.07	0.00566	0.12163
309.85	0.00562	0.12077
307.91	0.00558	0.11991
306.19	0.00555	0.11927
304.65	0.00552	0.11862

Jika bahan bakar yang digunakan adalah bahan bakar cair yaitu kerosin, maka perbandingan kalor yang dihasilkan oleh burner dengan bahan bakar kerosin dan bahan bakar *natural gas* dapat dilihat pada grafik berikut.



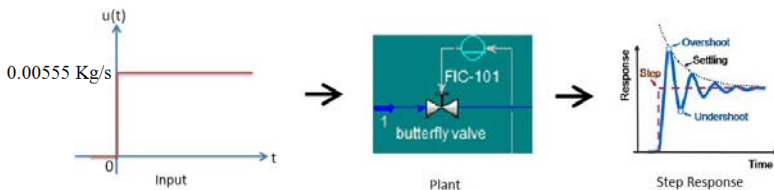
Gambar 4.1. Perbandingan Kalor *Burner*

Pada grafik perbandingan kalor yang dihasilkan oleh *burner* dengan kedua bahan bakar diatas dapat dilihat bahwa kalor yang dihasilkan *gas burner* dengan bahan bakar *natural gas* lebih besar yaitu hingga mencapai 330 kW, dibandingkan dengan kalor yang dihasilkan oleh *burner* dengan bahan bakar kerosin yang relatif lebih kecil yaitu hanya mencapai 280 kW.

Hal ini disebabkan oleh nilai konten panas yaitu HHV yang dimiliki oleh bahan bakar gas yaitu *natural gas* lebih tinggi yaitu sebesar 55.5 MJ/Kg, dibandingkan dengan HHV kerosin sebesar 46.2 MJ/Kg. Sehingga dapat melepaskan panas yang lebih besar, sehingga penggunaan bahan bakar gas lebih efisien dibandingkan bahan bakar cair.

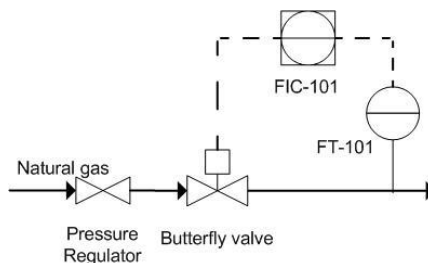
4.3 Analisa Pengendalian Laju Massa Natural Gas

Untuk memudahkan dalam analisis suatu respon, digunakan sinyal uji dengan fungsi waktu sederhana. Pada analisa pengendalian laju massa natural gas oleh FIC-101 ini digunakan sinyal uji *step* dengan nilai amplitudo sesuai *setpoint* pada kondisi operasi sesuai dengan perhitungan yang telah dilakukan yaitu sebesar 0.00555 Kg/s.

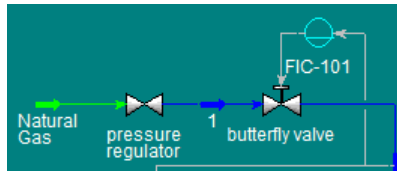


Gambar 4.2. Ilustrasi Pemberian Sinyal Uji Step pada FIC-101

Pemberian sinyal uji *step* ini berguna untuk menguji respon terhadap gangguan yang muncul tiba-tiba, dan juga melihat kemampuan sistem kontrol dalam memposisikan respon. Gangguan yang dimaksud adalah perubahan *setpoint*. *controller* yang digunakan adalah *controller* PI, P&ID serta PFD pada HYSYS single loop pengendalian laju massa *natural gas* adalah sebagai berikut :

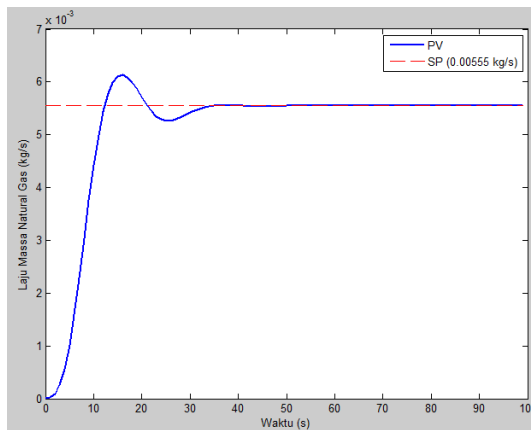


Gambar 4.3. P&ID Pengendalian Laju Massa Natural Gas (FIC-101)



Gambar 4.4. PFD HYSYS Pengendalian Laju Massa Natural Gas (FIC-101)

Selanjutnya dilakukan *Tuning* parameter PI. Metode yang digunakan untuk mendapatkan nilai parameter-parameter tersebut ialah metode *trial and error*. Sehingga didapatkan nilai parameter K_c sebesar 1.8 dan T_i sebesar 5.7 detik. berikut adalah hasil pengujian step untuk laju massa *natural gas*.

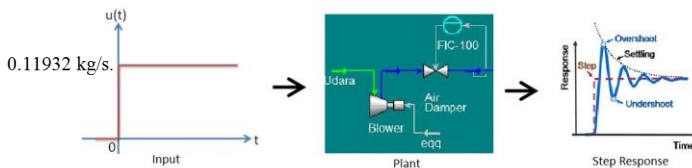


Gambar 4.5. Grafik Respon Uji Step Laju Massa Natural Gas

Dari gambar 4.5 dapat dilihat bahwa untuk mencapai kondisi steady (*settling time*) dibutuhkan waktu selama 31.52 detik, *rise time* (T_r) sebesar 7.03 detik, *maksimum overshoot* 10.49 %, dengan *peak time* (T_p) pada detik ke 17. Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa perubahan setpoint dapat diikuti oleh *process variable*, sehingga dapat dikatakan bahwa sistem pengendalian laju massa *natural gas* ini telah berjalan dengan baik.

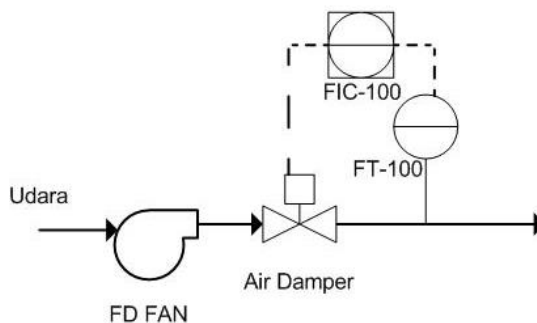
4.4 Analisa Pengendalian Laju Massa Udara

Untuk memudahkan dalam analisis suatu respon, digunakan sinyal uji dengan fungsi waktu sederhana. Pada analisa pengendalian laju massa natural gas oleh FIC-101 ini digunakan sinyal uji *step* dengan nilai sesuai *setpoint* pada kondisi operasi sesuai dengan perhitungan yang telah dilakukan yaitu sebesar 0.11932 kg/s.

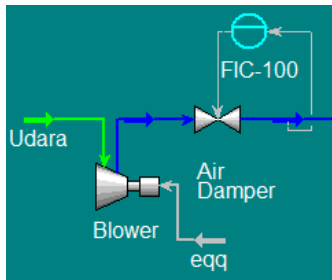


Gambar 4.6. Ilustrasi Pemberian Sinyal Uji Step pada FIC-100

Pemberian sinyal uji step ini berguna untuk menguji respon terhadap gangguan yang muncul tiba-tiba, dan juga melihat kemampuan sistem kontrol dalam memposisikan respon. Gangguan yang dimaksud adalah perubahan *setpoint*. Mode *controller* yang digunakan adalah *controller* PI. Berikut adalah P&ID serta PFD pada *HYSYS* pengendalian laju massa udara oleh FIC-100.

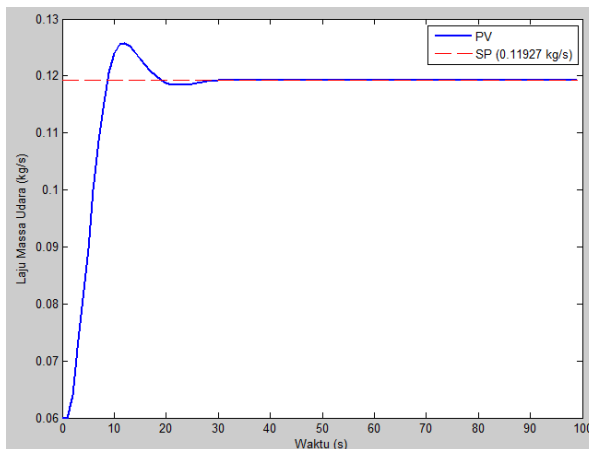


Gambar 4.7. P&ID Pengendalian Laju Massa Udara (FIC-100)



Gambar 4.8. PFD *HYSYS* Pengendalian Laju Massa Udara (FIC-100)

Selanjutnya dilakukan *Tuning* parameter PI. Metode yang digunakan untuk mendapatkan nilai parameter-parameter tersebut ialah metode *trial and error*. Sehingga didapatkan nilai parameter K_c sebesar 0.3 dan T_i sebesar 4.2 detik. berikut adalah hasil pengujian step untuk laju massa udara.



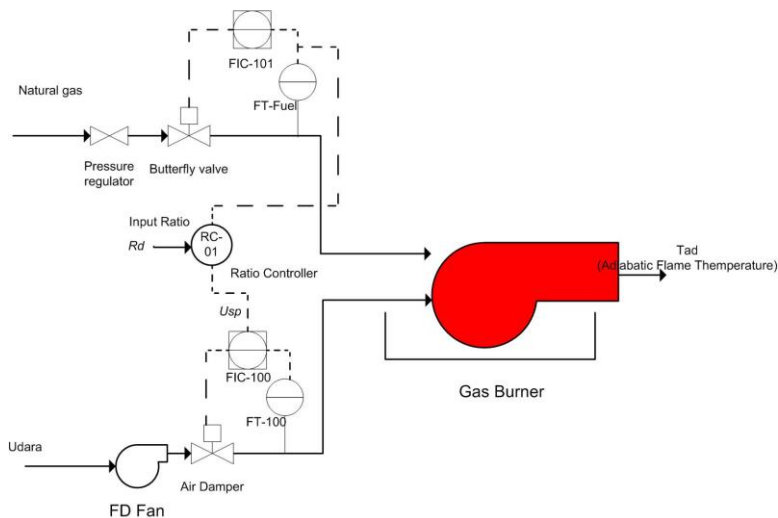
Gambar 4.9. Grafik Respon Uji Step Laju Massa Udara

Dari gambar 4.9 dapat dilihat bahwa untuk mencapai kondisi steady (*settling time*) dibutuhkan waktu selama 18.45 detik, *rise time* (T_r) sebesar 5.46 detik, *maksimum overshoot* 5.40 %, dengan *peak time* (T_p) pada detik ke 13.

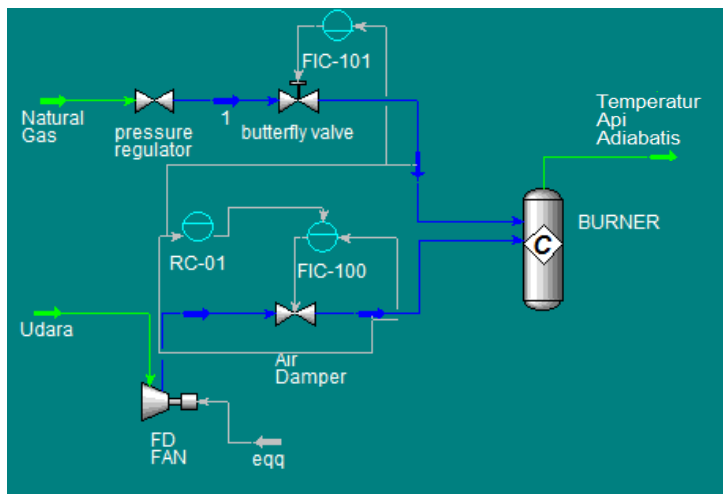
Dari gambar diatas dapat dilihat bahwa perubahan setpoint dapat diikuti oleh *process variabel*, walaupun terjadi overshoot pada detik ke 10, namun nilai maksimum overshoot relatif kecil sehingga dapat dikatakan bahwa sistem pengendalian ini telah berjalan dengan baik.

4.5 Analisa Rasio Kontrol

Setelah dilakukan pengujian terhadap masing masing *loop* pengendalian laju massa udara dan *natural gas*. Selanjutnya dilakukan pengujian terhadap rasio kontrol. Pengujian rasio kontrol ini merupakan integrasi dari pengendalian laju massa *natural gas* dan pengendalian laju massa udara, yang ditambah dengan sebuah pengendali rasio yaitu RC-01 untuk menjaga agar rasio kedua variabel tersebut tetap. RC-01 menggunakan konfigurasi rasio kontrol ke 2 yaitu tanpa adanya elemen pembagi, Melainkan laju aliran terukur yaitu aliran *disturbance* yang dalam kasus ini adalah laju massa *natural gas*, akan dikalikan dengan nilai rasio yang diinginkan. keluaran dari RC-01 akan menjadi *setpoint* bagi pengendalian laju massa udara oleh FIC-100. Pada pengujian rasio kontrol ini mode *controller* pada FIC-100 yaitu dibuat mode *cas*c yang berarti FIC-100 akan menerima *setpoint* dari RC-01. Sedangkan mode *controller* FIC-101 tetap *auto* sehingga kita tetap bisa merubah nilai *setpoint* laju massa *natural gas* sesuai dengan jumlah kalor yang diinginkan. Berikut adalah diagram blok serta PFD pada HYSYS rasio kontrol laju massa udara dan bahan bakar.

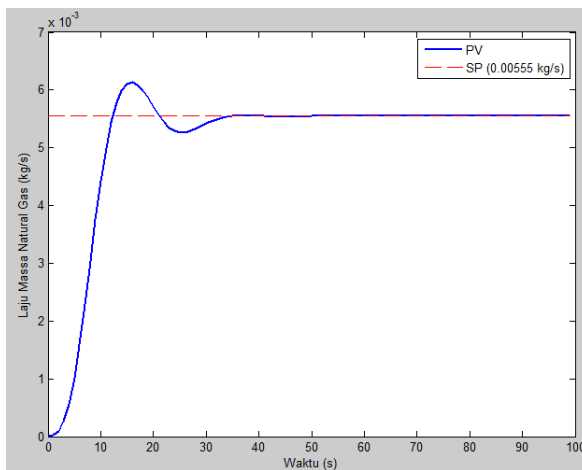


Gambar 4.10. P&ID Rasio Kontrol



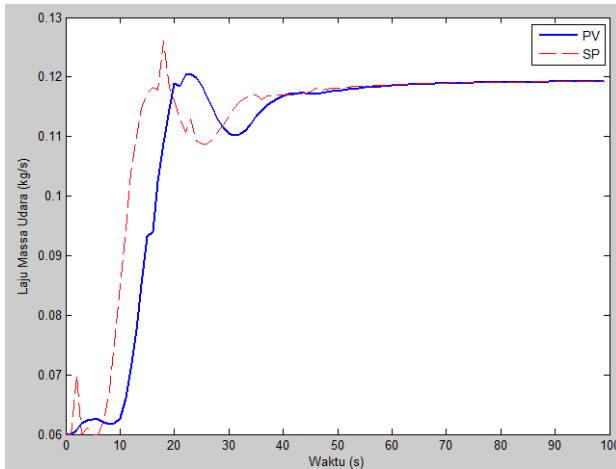
Gambar 4.11. PFD Rasio Kontrol pada HYSYS

Pada pengujian rasio kontrol ini, akan diberikan *input* berupa laju aliran natural gas, sesuai dengan perhitungan sebelum nya yaitu sebesar 0,00555 Kg/s dan *input* nilai rasio stoikiometri yaitu AFR sebesar 21.49. Sedangkan nilai *setpoint* udara akan diatur oleh RC-01 secara otomatis. Berikut adalah respon FIC-101 dengan *setpoint* laju massa *natural gas* sebesar 0.00555 Kg/s pada pengujian rasio kontrol ini.



Gambar 4.12 Respon FIC-101 Uji Rasio Kontrol

Respon uji rasio kontrol dari FIC-101 dengan *setpoint* 0.00555 Kg/s pada gambar 4.12 sama dengan respon pengujian *single loop* FIC-101 dengan *setpoint* yang sama pada sub bab 4.4. Parameter-parameter respon dinamik nya pun juga sama. Selanjutnya hasil pengukuran laju massa natural gas akan menjadi input RC-01, untuk dikalikan dengan nilai rasio yang diinginkan yaitu sebesar 21.49. Output dari RC-01 akan menjadi set point untuk pengendalian laju massa udara oleh FIC-100. Dengan laju massa natural gas sebesar 0.00555 Kg/s secara perhitungan laju massa udara yang diperlukan dengan nilai AFR sebesar 21.49, adalah sebesar 0.11927 Kg/s. berikut adalah respon dari FIC-100 pada simulasi rasio kontrol ini.



Gambar 4.13. Respon FIC-100 Uji Rasio Kontrol

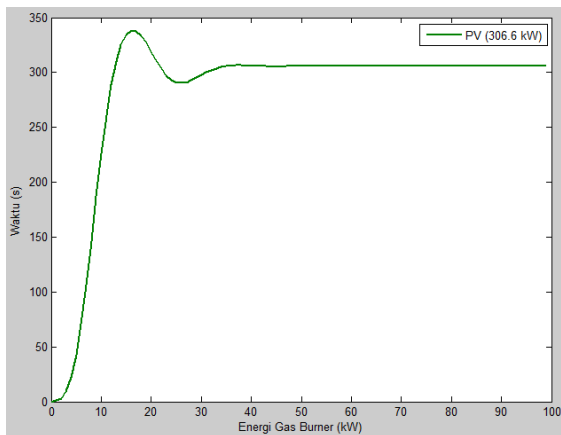
Dari gambar 4.13 dapat dilihat bahwa bentuk setpoint pada FIC-100 tidaklah berupa step seperti setpoint pada pengendalian laju massa *natural* gas dengan FIC-101. Hal ini dikarenakan pada FIC-100 setpoint diberikan oleh ratio controller yang merupakan hasil perkalian dari nilai laju massa *natural* gas dengan nilai rasio yang diinginkan. Bentuk setpoint dari FIC-100 identik dengan bentuk respon dinamik FIC-101. Dengan Metode metode *trial and error* untuk *tuning* parameter PI Sehingga didapatkan nilai parameter K_c sebesar 0.3 dan T_i sebesar 4.2 detik.

Dari gambar 4.13, bentuk setpoint dari FIC-100 mencapai bentuk steady nya (*settling time*) pada 50.06 detik, *rise time* (T_r) sebesar 12.10 detik, *maksimum overshoot* 5.64 %, dengan *peak time* (T_p) pada detik ke 19. Sedangkan *process variable* (PV) dari pengendalian laju massa udara oleh FIC-100, memiliki nilai *settling time* (T_s) sebesar 54.28 detik, *rise time* (T_r) sebesar 7.78 detik, *maksimum overshoot* 1.08 %, dengan *peak time* (T_p) pada detik ke 24.

Dari respon FIC-100 untuk pengujian rasio kontrol dapat dilihat bahwa baik setpoint maupun *process variabel* dapat mencapai nilai *steady* nya pada detik tertentu, untuk SP adalah pada detik ke 49.31 sedangkan untuk PV adalah pada detik ke

54.84. Selain itu perubahan setpoint dapat diikuti oleh *process variabel* dan juga setpoint yang diberikan rasio kontroller pada FIC-100 untuk mempertahankan nilai rasio udara-bahanbakar sebesar 21.49 telah sesuai dengan perhitungan yang telah dilakukan sebelumnya yaitu sebesar 0.11927 Kg/s. sehingga dapat dikatakan bahwa pengendalian rasio udara-bahan bakar pada gas *burner* ini telah berjalan dengan baik.

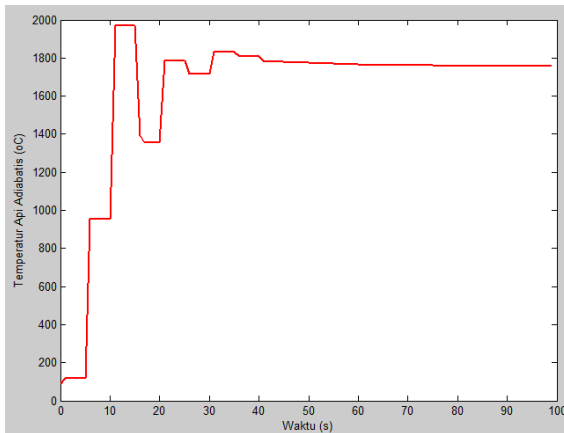
Dengan nilai laju massa bahan bakar sebesar 0.00555 Kg/s, laju massa udara sebesar 0.11927 Kg/s serta nilai AFR sebesar 21.49. Maka sesuai perhitungan dan simulasi yang telah dilakukan. Energi yang dihasilkan gas *burner* sebesar 306.6 kW. serta temperatur api adiabatik burner sebesar 1755°C. berikut adalah respon dinamik dari perubahan energi burner dan temperatur burner pada pengujian rasio kontrol ini.



Gambar 4.14. Respon Energi Gas Burner

Dari gambar 4.14 dapat dilihat bahwa energi yang dihasilkan gas *burner* mencapai nilai *steady* nya pada 306.6 kW. yaitu sesuai dengan perhitungan energi yang dihasilkan gas *burner* yang telah dilakukan. Pada detik ke 17 kapasitas burner mengalami maksimum overshoot sebesar 10.4 %. Dan kapasitas burner mulai pada kondisi *steady* nya (T_s) pada detik ke 32.01. sedangkan

grafik respon temperatur api adiabatik gas *burner* adalah sebagai berikut :



Gambar 4.15. Respon Temperatur Api Adiabatik Gas *Burner*

Temperatur adiabatik api gas *burner* dihitung oleh *HYSYS*. Yaitu dengan input laju massa *natural* gas sebesar 0.00555 Kg/s dan input laju massa udara sebesar 0.11927 Kg/s pada simulasi *steady state* didapatkan nilai temperatur api adiabatik sebesar 1756.96°C. Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa respon temperatur adiabatik *burner* akan mencapai titik steady pada nilai 1756.96°C.

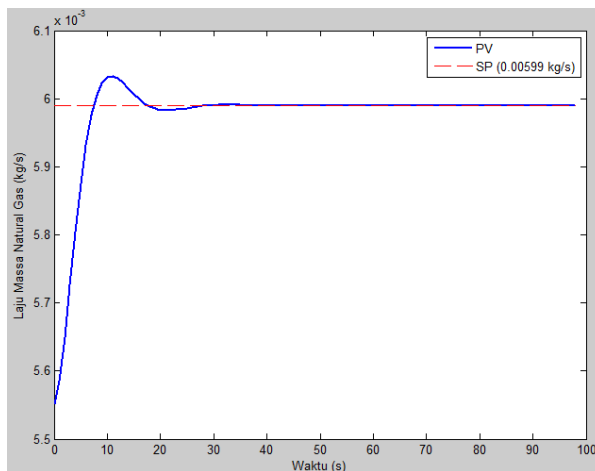
4.6 Penambahan Kalor Burner dari 306 kW ke 330 kW

Pada pengoperasian miniplant boiler, untuk menambah laju massa superheated steam keluaran miniplant boiler diperlukan penambahan energi yang dihasilkan oleh gas burner. Dengan kalor sebesar 306 kW laju massa steam yang dihasilkan adalah sebesar 0.114444 kg/s, jika diinginkan penambahan laju massa steam sebesar 0.123439 kg/s yang merupakan laju massa steam maksimum diperlukan kalor sebesar 330 kW.

Oleh sebab itu perlu dilakukan pengujian pada rasio kontrol ini berupa penambahan energi yang dihasilkan oleh gas *burner*, dari kondisi operasi awal yaitu 306.6 kW menjadi 330 kW yang merupakan kalor maksimal yang dapat dihasilkan gas *burner* ini.

Penambahan kalor pada gas burner diperlukan jika laju massa *feedwater* pada *boiler* di tambahkan, sehingga diperlukan kalor yang lebih besar untuk dapat merubah *feedwater* menjadi *steam*, selain itu penambahan laor diperlukan untuk meningkatkan laju massa dan debit *steam* yang di produksi oleh *boiler*, sesuai pada tebel 4.1, dan yang terakhir penambahan kalor yang dihasilkan *burner* diperlukan jika *tube-tube* pada boiler mengalami *fouling* sehingga dibutuhkan kalor lebih untuk dapat merubah *feedwater* menjadi *steam*. Pengujian beban berupa peningkatan energi yang dihasilkan burner ini bertujuan untuk melihat performa dari rasio control jika terjadi penambahan beban.

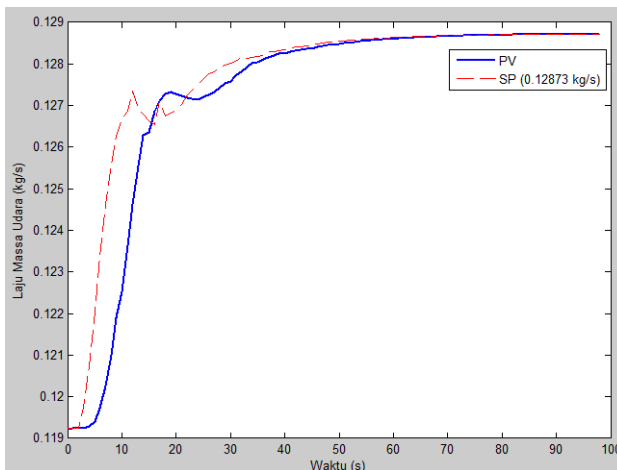
Untuk menghasilkan kalor sebesar 330 kW, sesuai pada tabel 4.2. maka dibutuhkan laju massa *natural* gas sebesar 0.00599 kg/s, dengan rasio udara-bahan bakar sebesar 21.49 maka dibutuhkan laju massa udara sebesar 0.12873 Kg/s. Sehingga setpoint pada pengendalian laju massa *natural* gas akan ditambahkan dari 0.00555 kg/s menjadi 0.00599 kg/s. Respon dari penambahan setpoint pada pengendalian laju massa *natural* gas oleh FIC-101 adalah sebagai berikut.



Gambar 4.16. Respon FIC-101 dengan Penambahan Kalor 330 kW

Respon gambar 4.16. mencapai kondisi *steady/settling time* nya pada setpoint 0.00599 kg/s selama 17.04 detik, *rise time* (T_r) sebesar 5.17 detik, *maximum overshoot* sebesar 0.72 %, dengan *peak time* (T_p) pada detik ke 12. Dari grafik respon step FIC-101 diatas dapat dilihat bahwa pada pengujian penambahan kalor gas *burner* ini pada pengendalian laju massa *natural* gas ini perubahan setpoint dapat diikuti oleh *process variabel*, dan juga dilihat dari parameter dinamikanya maksimum overshoot yang terjadi juga relatif kecil, sehingga dapat dikatakan bahwa sistem pengendalian ini telah berjalan dengan baik.

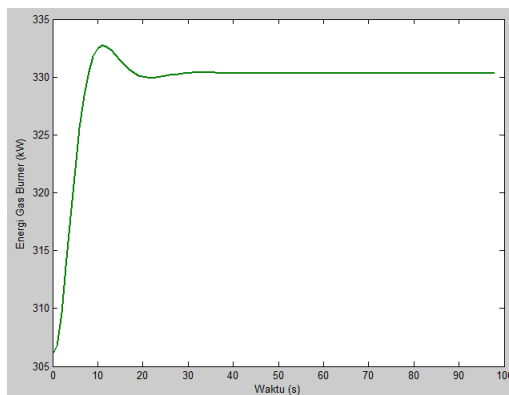
Selanjutnya akan dilihat respon dari pengendalian laju aliran udara oleh FIC-100. Dengan setpoint yang dikirimkan oleh RC-01 berdasarkan perubahan nilai laju massa bahan bakar. Jika dilakukan perhitungan manual kebutuhan setpoint dari FIC-100 dengan perubahan kalor burner sebesar 330 kW maka untuk tetap menjaga nilai AFR sebesar 21.49. diperlukan laju massa udara sebesar 0.12873 kg/s sesuai pada tabel 4.2. Berikut adalah respon dari FIC-100.



Gambar 4.17. Respon FIC-100 Penambahan Kalor 330 kW

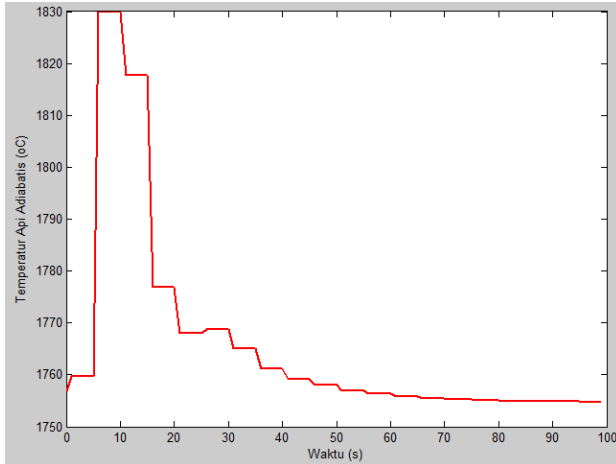
Dari gambar 4.17 dapat dilihat bahwa nilai setpoint yang diberikan oleh RC-01 ke FIC-100. Stabil pada nilai 0.12873 Kg/s, sehingga sesuai dengan perhitungan. Bentuk setpoint dari FIC-100 identik dengan bentuk respon dinamik perubahan laju massa natural gas. Dari gambar 4.15 dapat dilihat bahwa, bentuk setpoint (SP) dari FIC-100 mencapai nilai *steady* nya (*settling time*) pada 49.95 detik, *rise time* (Tr) sebesar 22.66 detik, *maksimum overshoot* 0 %, dengan *peak time* (Tp) pada detik ke 98. Sedangkan *process variable* (PV) dari pengendalian laju massa udara oleh FIC-100, memiliki nilai *settling time* (Ts) sebesar 53.71 detik, *rise time* (Tr) sebesar 24.68 detik, *maksimum overshoot* 0 %, dengan *peak time* (Tp) pada detik ke 99. Sehingga dengan penambahan kalor burner sebesar 330 kW dapat disimpulkan bahwa pengendalian rasio udara bahan bakar tetap bekerja dengan baik. Baik pengendalian laju *natural* gas maupun udara perubahan setpoint dapat diikuti oleh *process variable*, dan nilai rasio udara bahan bakar tetap dijaga pada nilai 21.49.

Selanjutnya akan dilihat respon perubahan kapasitas gas *burner* dengan penambahan kalor gas burner sebesar 330 kW. Dengan perhitungan manual kapasitas gas burner meningkat dari sebelumnya 306.6 kj/s menjadi 330.3 kj/s. berikut adalah respon dinamik perubahan kapasitas gas burner.



Gambar 4.18. Kapasitas *Gas Burner* dengan Penambahan Kalor 330 kW

Dari gambar 4.18 dapat dilihat bahwa perubahan respon kalor *burner* sesuai dengan perhitungan pada table 4.2 yaitu sebesar 330.3 kW. Sedangkan respon dinamik perubahan temperatur gas burner terhadap perubahan kalor burner adalah sebagai berikut.

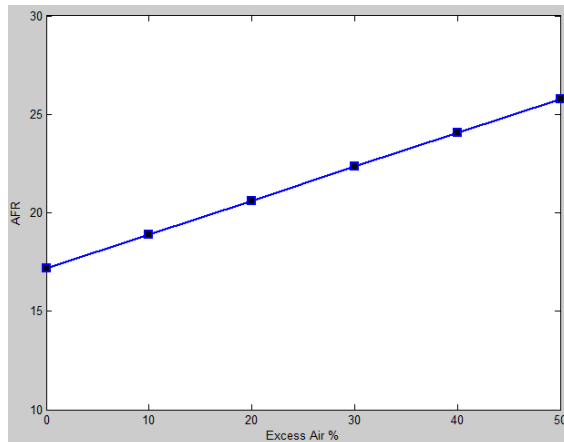


Gambar 4.19. Temperatur *Gas Burner* dengan Penambahan Kalor 330 kW

Dari gambar 4.19 terlihat bahwa adanya penambahan kalor pada gas *burner*, tidak mempengaruhi temperatur gas burner. Temperatur gas burner tetap berada pada kisaran nilai semula yaitu 1756.96°C. Hal ini dikarenakan pengendalian AFR yang membuat temperatur yang merupakan produk pembakaran yang sangat dipengaruhi oleh nilai AFR relatif tetap walaupun dengan adanya gangguan berupa perubahan laju massa natural gas dikarenakan penambahan kalor *gas burner*.

4.7 Pengaruh Penambahan *Excess Air*

Untuk mendapatkan pembakaran sempurna, jumlah udara yang disuplai haruslah lebih besar dari udara teoritis, kelebihan udara pembakaran ini dinamakan *excess air*, yang secara teori nilainya dapat bervariasi antara 5% hingga 50%. Penambahan *excess air* akan merubah rasio stoikiometri pada reaksi pembakaran. Sesuai pada data perhitungan sebelumnya pada tabel 3.4 akan dilakukan variasi perubahan *excess air* dan dilihat hubungan nya dengan nilai AFR serta temperatur api adiabatk yang dihasilkan gas *burner*.



Gambar 4.20. Perubahan AFR terhadap % *Excess Air*

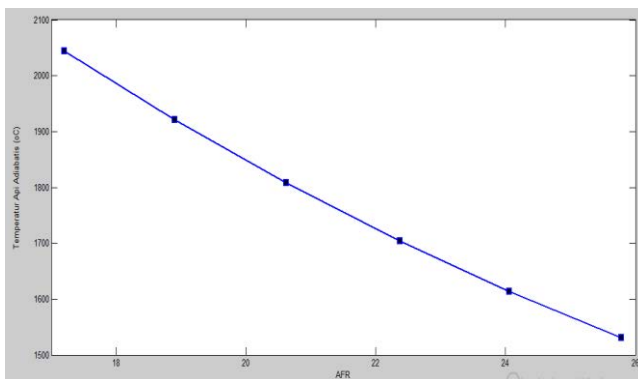
Dari gambar 4.20 dapat dilihat bahwa dengan laju massa *natural gas* yang sama yaitu sebesar 0.00555 kg/s, dengan adanya variasi nilai penambahan *excess air* pada pembakaran, akan merubah nilai AFR. Semakin besar nilai *excess air* yang ditambahkan berarti juga semakin banyak massa udara yang ditambahkan pada pembakaran. Sehingga dengan laju *natural gas* yang tetap nilai AFR akan meningkat. Nilai *excess air* nol berarti tidak ada udara yang ditambahkan pada pembakaran sehingga pembakaran hanya menggunakan udara teoritis dan nilai AFR

juga merupakan AFR teoritis seperti pada grafik diatas pada persen excess air nol AFR sebesar 17.2

Selanjutnya variasi nilai AFR yang dihasilkan dengan perubahan penambaha *excess air* pada tabel 3.4 akan digunakan untuk mengetahui perubahan temperatur api adiabatik yang dihasilkan gas *burner*.

Tabel 4.4 Perubahan Temperatur Terhadap *Excess Air*

<i>excess air</i> (%)	AFR	Temperatur Api Adiabatik ($^{\circ}\text{C}$)
0	17.20	2043.78
10	18.90	1920.77
20	20.62	1807.67
30	22.37	1703.89
40	24.06	1613.63
50	25.78	1530.73



Gambar 4.21. Grafik Perubahan Temperatur Terhadap AFR

Dari gambar 4.21 dapat dilihat bahwa temperatur api adiabatik hasil pembakaran bergantung pada besarnya nilai AFR dan tidak bergantung pada laju massa bahan bakar, yaitu semakin besar nilai AFR maka semakin kecil temperatur api adiabatik

yang dihasilkan oleh pembakaran pada *gas burner*. Semakin besar nilai AFR berarti semakin besar pula jumlah *excess air* yang ditambahkan. Sehingga temperatur api adiabatik hasil pembakaran juga dipengaruhi oleh jumlah penambahan *excess air*. *Excess air* sangat mempengaruhi kualitas pembakaran pada suatu *burner*. Salah satu dampak penambahan *excess air* yaitu berupa penurunan temperatur api adiabatik pada hasil pembakaran *gas burner*. Hal ini dikarenakan penambahan *excess air* mengakibatkan udara berlebih untuk menyerap panas yang dihasilkan dari reaksi pembakaran sehingga menyebabkan terjadi penurunan temperatur api adiabatik *burner*.

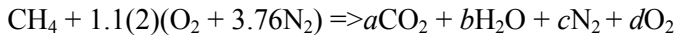
Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN A

Perhitungan Laju Massa Udara dengan Variasi Excess air

a. Laju Massa Udara Untuk Excess air 10 %

Persamaan stoikiometrik reaksi pembakaran gas metan dengan *excess air* 10 % dibawah disetimbangkan ruas kanan dan ruas kiri.



$$\text{C : } a = 1$$

$$\text{H : } 2b = 4$$

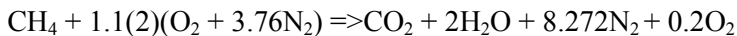
$$b = 2$$

$$\text{O : } 2a + b + 2d = (1.1)(2)(2)$$

$$d = 0.2$$

$$\text{N : } c = (1.1)(2)(3.76)$$

$$C = 8.272$$



Dari persamaan reaksi diatas dapat dilihat bahwa jumlah udara pembakaran adalah 20.472 mol udara per mol bahan bakar, sehingga nilai ini juga merupakan rasio udara-bahan bakar dalam basis molar \overline{AF} .

$$\overline{AFR} = \overline{AFR} \left(\frac{M_{\text{udara}}}{M_{\text{bahan bakar}}} \right)$$

$$\overline{AF} = 20.472 \left(\frac{28.97}{16.04} \right)$$

$$\overline{AF} = 18.50$$

Sehingga laju massa udara untuk *excess air* 10 % dapat dihitung sebagai berikut :

$$\dot{m}_{udara} = \dot{m}_{bahan\ bakar} * AFR$$

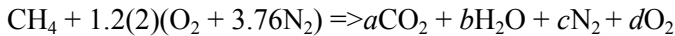
$$\dot{m}_{udara} = \dot{m}_{bahan\ bakar} * 18.50$$

$$\dot{m}_{udara} = 0.00555 \text{ kg/s} * 18.50$$

$$\dot{m}_{udara} = 0.1048 \text{ kg/s}$$

b. Laju Massa Udara Untuk Excess air 20 %

Persamaan stoikiometrik reaksi pembakaran gas metan dengan *excess air* 20 % dibawah disetimbang kan ruas kanan dan ruas kiri.



$$\text{C : } a = 1$$

$$\text{H : } 2b = 4$$

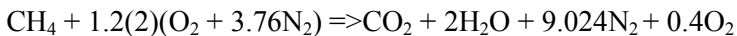
$$b = 2$$

$$\text{O : } 2a + b + 2d = (1.2)(2)(2)$$

$$d = 0.4$$

$$\text{N : } c = (1.2)(2)(3.76)$$

$$c = 9.024$$



Dari persamaan reaksi diatas dapat dilihat bahwa jumlah udara pembakaran adalah 11.424 mol udara per mol bahan bakar, sehingga nilai ini juga merupakan rasio udara-bahan bakar dalam basis molar \overline{AF} .

$$AFR = \overline{AFR} \left(\frac{M_{udara}}{M_{bahan\ bakar}} \right)$$

$$AF = 11.424 \left(\frac{28.97}{16.04} \right)$$

$$AF = 20.62$$

Sehingga laju massa udara untuk *excess air* 20 % dapat dihitung sebagai berikut :

$$\dot{m}_{udara} = \dot{m}_{bahan\ bakar} * AFR$$

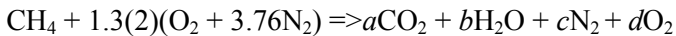
$$\dot{m}_{udara} = \dot{m}_{bahan\ bakar} * 20.62$$

$$\dot{m}_{udara} = 0.00555 \text{ kg/s} * 20.62$$

$$\dot{m}_{udara} = 0.1144 \text{ kg/s}$$

c. Laju Massa Udara Untuk Excess air 30 %

Persamaan stoikiometrik reaksi pembakaran gas metan dengan *excess air* 30 % dibawah disetimbangkan ruas kanan dan ruas kiri.



$$\text{C} : a = 1$$

$$\text{H} : 2b = 4$$

$$b = 2$$

$$\text{O} : 2a + b + 2d = (1.3)(2)(2)$$

$$d = 0.6$$

$$\text{N} : c = (1.3)(2)(3.76)$$

$$c = 9.776$$



Dari persamaan reaksi diatas dapat dilihat bahwa jumlah udara pembakaran adalah 12.376 mol udara per mol bahan bakar, sehingga nilai ini juga merupakan rasio udara-bahan bakar dalam basis molar \overline{AF} .

$$AFR = \overline{AFR} \left(\frac{M_{udara}}{M_{bahan\ bakar}} \right)$$

$$AF = 12.376 \left(\frac{28.97}{16.04} \right)$$

$$AF = 22.37$$

Sehingga laju massa udara untuk *excess air* 30 % dapat dihitung sebagai berikut :

$$\dot{m}_{udara} = \dot{m}_{bahan\ bakar} * AFR$$

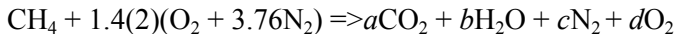
$$\dot{m}_{udara} = \dot{m}_{bahan\ bakar} * 22.37$$

$$\dot{m}_{udara} = 0.00555 \text{ kg/s} * 22.37$$

$$\dot{m}_{udara} = 0.1241 \text{ kg/s}$$

d. Laju Massa Udara Untuk Excess air 40 %

Persamaan stoikiometrik reaksi pembakaran gas metan dengan *excess air* 40 % dibawah disetimbangkan ruas kanan dan ruas kiri.



$$\text{C : } a = 1$$

$$\text{H : } 2b = 4$$

$$b = 2$$

$$\text{O : } 2a + b + 2d = (1.4)(2)(2)$$

$$d = 0.8$$

$$\text{N : } c = (1.3)(2)(3.76)$$

$$c = 10.528$$



Dari persamaan reaksi diatas dapat dilihat bahwa jumlah udara pembakaran adalah 13.328 mol udara per mol bahan bakar, sehingga nilai ini juga merupakan rasio udara-bahan bakar dalam basis molar \overline{AF} .

$$AFR = \overline{AFR} \left(\frac{M_{udara}}{M_{bahan\ bakar}} \right)$$

$$AF = 13.328 \left(\frac{28.97}{16.04} \right)$$

$$AF = 24.06$$

Sehingga laju massa udara untuk *excess air* 40 % dapat dihitung sebagai berikut :

$$\dot{m}_{udara} = \dot{m}_{bahan\ bakar} * AFR$$

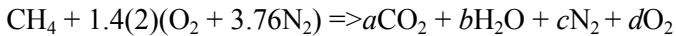
$$\dot{m}_{udara} = \dot{m}_{bahan\ bakar} * 24.06$$

$$\dot{m}_{udara} = 0.00555 \text{ kg/s} * 24.06$$

$$\dot{m}_{udara} = 0.1335 \text{ kg/s}$$

e. Laju Massa Udara Untuk Excess air 40 %

Persamaan stoikiometrik reaksi pembakaran gas metan dengan *excess air* 40 % dibawah disetimbangkan ruas kanan dan ruas kiri.



$$\text{C} : a = 1$$

$$\text{H} : 2b = 4$$

$$b = 2$$

$$\text{O} : 2a + b + 2d = (1.4)(2)(2)$$

$$d = 0.8$$

$$\text{N} : c = (1.3)(2)(3.76)$$

$$c = 10.528$$



Dari persamaan reaksi diatas dapat dilihat bahwa jumlah udara pembakaran adalah 13.328 mol udara per mol bahan bakar, sehingga nilai ini juga merupakan rasio udara-bahan bakar dalam basis molar \overline{AF} .

$$AFR = \overline{AFR} \left(\frac{M_{udara}}{M_{bahan\ bakar}} \right)$$

$$AF = 13.328 \left(\frac{28.97}{16.04} \right)$$

$$AF = 24.06$$

Sehingga laju massa udara untuk *excess air* 40 % dapat dihitung sebagai berikut :

$$\dot{m}_{udara} = \dot{m}_{bahan bakar} * AFR$$

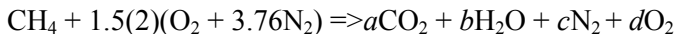
$$\dot{m}_{udara} = \dot{m}_{bahan bakar} * 24.06$$

$$\dot{m}_{udara} = 0.00555 \text{ kg/s} * 24.06$$

$$\dot{m}_{udara} = 0.1335 \text{ kg/s}$$

f. Laju Massa Udara Untuk Excess air 50 %

Persamaan stoikiometrik reaksi pembakaran gas metan dengan *excess air* 50 % dibawah disetimbangkan ruas kanan dan ruas kiri.



$$\text{C : } a = 1$$

$$\text{H : } 2b = 4$$

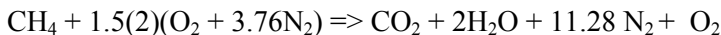
$$b = 2$$

$$\text{O : } 2a + b + 2d = (1.5)(2)(2)$$

$$d = 1$$

$$\text{N : } c = (1.5)(2)(3.76)$$

$$c = 11.28$$



Dari persamaan reaksi diatas dapat dilihat bahwa jumlah udara pembakaran adalah 14.28 mol udara per mol bahan bakar, sehingga nilai ini juga merupakan rasio udara-bahan bakar dalam basis molar \overline{AF} .

$$AFR = \overline{AFR} \left(\frac{M_{udara}}{M_{bahan bakar}} \right)$$

$$AF = 14.28 \left(\frac{28.97}{16.04} \right)$$

$$AF = 25.78$$

Sehingga laju massa udara untuk *excess air* 50 % dapat dihitung sebagai berikut :

$$\dot{m}_{udara} = \dot{m}_{bahan\ bakar} * AFR$$

$$\dot{m}_{udara} = \dot{m}_{bahan\ bakar} * 25.78$$

$$\dot{m}_{udara} = 0.00555 \text{ kg/s} * 25.78$$

$$\dot{m}_{udara} = 0.1430 \text{ kg/s}$$

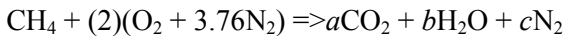
Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN B

Perhitungan Nilai Temperatur Api Adiabatik

a. Temperatur Api Adiabatik Untuk *Excess air 0 %* (udara teoritis)

Persamaan stoikiometrik reaksi pembakaran gas metan dengan udara teoritis dibawah disetimbangkan ruas kanan dan ruas kiri.



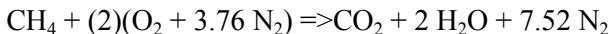
$$\text{C : } a = 1$$

$$\text{H : } 2b = 4$$

$$b = 2$$

$$\text{N : } c = (2)(3.76)$$

$$c = 7.52$$



Dengan menggunakan hukum kesetimbangan energi untuk sistem reaktif maka didapatkan persamaan hukum pertama untuk analisa sistem reaktif seperti dibawah.

$$\frac{\dot{Q}}{n_F} + \frac{\dot{W}}{n_F} = \bar{h}_{RP}^o + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} - \sum_R n_i \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

$$\frac{\dot{Q}}{n_F} + \frac{\dot{W}}{n_F} = \bar{h}_{RP}^o + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

Dengan asumsi reaktor adiabatik maka panas yang terbuang serta kerja yang dihasilkan dianggap tidak ada, sehingga ruas kiri bernilai nol.

$$0 = \bar{h}_{RP}^o + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

Entalpi pembakaran (\bar{h}^o_{RP}) dapat dihitung dengan persamaan dibawah, dimana nilai entalpi pembentukan (\bar{h}^o_f) untuk senyawa pada reaktan dan prodk diperoleh dari tabel A-26. Untuk gas ideal, nilai \bar{h}^o_f adalah nol.

$$\bar{h}^o_{RP} = \sum_P n_e(\bar{h}^o_f) - \sum_R n_i(\bar{h}^o_f)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = \sum_P n_e(\bar{h}^o_f) - \sum_R n_i(\bar{h}^o_f)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = 1\bar{h}^o_f CO_2 + 2\bar{h}^o_f H_2O - 1\bar{h}^o_f CH_4$$

$$\bar{h}^o_{RP} = 1(-393.520) + 2(-241.820) - (-74.850)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = -802.31$$

Jumlah entalpi dari produk pembakaran dapat dihitung dengan persamaan dibawah.

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{CO_2} + n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{H_2O} \\ & + n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{N_2} + n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{O_2} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan tabel A-23 untuk mendapatkan data entalpi spesifik dari senyawa pada produk pembakaran. Maka dihitung jumlah entalpi produk pembakaran pada 2 titik temperature, yaitu sebagai berikut :

Untuk temperatur 3000 K

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} &= \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{CO_2} + 2 \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{H_2O} \\ &+ 7.52 \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{N_2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} &= (162.226 - 9.364) + 2(136.2649.904) \\ &+ 7.52(101.407 - 8.669) \end{aligned}$$

$$\sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = 1102.97176$$

Untuk temperature 2000 K

$$\sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = (100.804 - 9.364) + 2(82.593 - 9.904) \\ + 7.52(64.81 - 8.669)$$

$$\sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = 658.99832$$

Dilakukan interpolasi linier terhadap nilai yang didapat pada kedua titik temperature tersebut, sehingga diperoleh temperature api adiabatik pada saat $\bar{h}_{RP}^o + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$ bernilai nol.

Interpolasi Linier

Untuk 3000 K

$$0 = -802.31 + 1102.97176$$

$$= 300.66176$$

Untuk 2000 K

$$0 = -802.31 + 658.99832$$

$$= -143.31168$$

2000 K	-143.3116
T	0
3000 K	300.66176

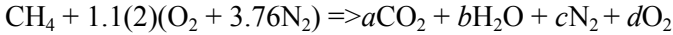
$$\frac{3000-2000}{300.66176-(-143.3116)} = \frac{T-2000}{0-(-143.3116)}$$

$$\underline{T = 2322.79 \text{ K}}$$

$$\underline{T = 2049.79 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

b. Temperatur Api Adiabatis *Excess air* 10 %

Persamaan stoikiometrik reaksi pembakaran gas metan dengan *excess air* 10% dibawah disetimbangkan ruas kanan dan ruas kiri.



$$\text{C : } a = 1$$

$$\text{H : } 2b = 4$$

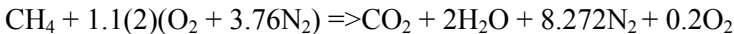
$$b = 2$$

$$\text{O : } 2a + b + 2d = (1.1)(2)(2)$$

$$d = 0.2$$

$$\text{N : } c = (1.1)(2)(3.76)$$

$$C = 8.272$$



Dengan menggunakan hukum kesetimbangan energi untuk sistem reaktif maka didapatkan persamaan hukum pertama untuk analisa sistem reaktif seperti dibawah.

$$\frac{\dot{Q}}{n_F} + \frac{\dot{w}}{n_F} = \bar{h}_{RP}^o + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} - \sum_R n_i \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

$$\frac{\dot{Q}}{n_F} + \frac{\dot{w}}{n_F} = \bar{h}_{RP}^o + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

Dengan asumsi reaktor adiabatik maka panas yang terbuang serta kerja yang dihasilkan dianggap tidak ada, sehingga ruas kiri bernilai nol.

$$0 = \bar{h}_{RP}^o + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

Entalpi pembakaran (\bar{h}_{RP}^o) dapat dihitung dengan persamaan dibawah, dimana nilai entalpi pembentukan (\bar{h}_f^o) untuk senyawa pada reaktan dan produk diperoleh dari tabel A-26. Untuk gas ideal, nilai \bar{h}_f^o adalah nol.

$$\bar{h}^o_{RP} = \sum_P n_e(\bar{h}^o_f) - \sum_R n_i(\bar{h}^o_f)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = \sum_P n_e(\bar{h}^o_f) - \sum_R n_i(\bar{h}^o_f)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = 1\bar{h}^o_f CO_2 + 2\bar{h}^o_f H_2O - 1\bar{h}^o_f CH_4$$

$$\bar{h}^o_{RP} = 1(-393.520) + 2(-241.820) - (-74.850)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = -802.31$$

Jumlah entalpi dari produk pembakaran dapat dihitung dengan persamaan dibawah.

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{CO_2} + n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{H_2O} \\ & + n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{N_2} + n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{O_2} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan tabel A-23 untuk mendapatkan data entalpi spesifik dari senyawa pada produk pembakaran. Maka dihitung jumlah entalpi produk pembakaran pada 2 titik temperature, yaitu sebagai berikut :

Untuk Temperatur 3000 K

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{CO_2} + 2 \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{H_2O} \\ & + 8.272 \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{N_2} \\ & + 0.2 \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{O_2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & (162.226 - 9.364) + 2(136.264 - 9.904) \\ & + 8.272(101.407 - 8.669) \\ & + 0.2(106.78 - 8.682) \end{aligned}$$

$$\sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = 1192.33$$

Untuk Temperatur 2000 K

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & (100.864 - 9.364) + 2(82.593 - 9.904) \\ & + 8.272(64.81 - 8.669) \\ & + 0.2(67.881 - 8.682) \end{aligned}$$

$$\sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = 713.11$$

Dilakukan interpolasi linier terhadap nilai yang didapat pada kedua titik temperature tersebut, sehingga diperoleh temperature api adiabatik pada saat $\bar{h}^o_{RP} + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$ bernilai nol.

Interpolasi Linier

Untuk Temperatur 3000 K

$$0 = -802.31 + 1192.33 \\ = 390.0203$$

Untuk Temperatur 2000

$$0 = -802.31 + 713.11 \\ = -89.1938$$

2000 K	-89.1938
T	0
3000 K	390.0203

$$\frac{3000-2000}{390.0203-(-89.1938)} = \frac{T-2000}{0-(-89.1938)}$$

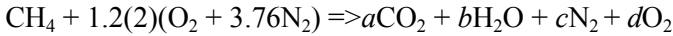
Sehingga nilai temperatur api adiabatik untuk *excess air* sebesar 10 % adalah :

$$\underline{T = 2186.13 \text{ K}}$$

$$\underline{T = 1912.98 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

c. Temperatur Api Adiabatis Untuk *Excess air* 20 %

Persamaan stoikiometrik reaksi pembakaran gas metan dengan *excess air* 20% dibawah disetimbangkan ruas kanan dan ruas kiri.



$$\text{C} : a = 1$$

$$\text{H} : 2b = 4$$

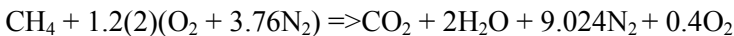
$$b = 2$$

$$\text{O} : 2a + b + 2d = (1.2)(2)(2)$$

$$d = 0.4$$

$$\text{N} : c = (1.2)(2)(3.76)$$

$$c = 9.024$$



Dengan menggunakan hukum kesetimbangan energi untuk sistem reaktif maka didapatkan persamaan hukum pertama untuk analisa sistem reaktif seperti dibawah.

$$\frac{\dot{Q}}{n_F} + \frac{\dot{w}}{n_F} = \bar{h}^o_{RP} + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} - \sum_R n_i \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

$$\frac{\dot{Q}}{n_F} + \frac{\dot{w}}{n_F} = \bar{h}^o_{RP} + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

Dengan asumsi reaktor adiabatik maka panas yang terbangun serta kerja yang dihasilkan dianggap tidak ada, sehingga ruas kiri bernilai nol.

$$0 = \bar{h}^o_{RP} + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

Entalpi pembakaran (\bar{h}^o_{RP}) dapat dihitung dengan persamaan dibawah, dimana nilai entalpi pembentukan (\bar{h}^o_f) untuk senyawa pada reaktan dan prodn diperoleh dari tabel A-26. Untuk gas ideal, nilai \bar{h}^o_f adalah nol.

$$\bar{h}^o_{RP} = \sum_P n_e(\bar{h}^o_f) - \sum_R n_i(\bar{h}^o_f)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = \sum_P n_e(\bar{h}^o_f) - \sum_R n_i(\bar{h}^o_f)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = 1\bar{h}^o_f CO_2 + 2\bar{h}^o_f H_2O - 1\bar{h}^o_f CH_4$$

$$\bar{h}^o_{RP} = 1(-393.520) + 2(-241.820) - (-74.850)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = -802.31$$

Jumlah entalpi dari produk pembakaran dapat dihitung dengan persamaan dibawah.

$$\begin{aligned} \sum_P n_e\{\bar{h}(T) - \bar{h}(298)\} = & n_e\{\bar{h}(T) - \bar{h}(298)\}_{CO_2} + n_e\{\bar{h}(T) - \bar{h}(298)\}_{H_2O} \\ & + n_e\{\bar{h}(T) - \bar{h}(298)\}_{N_2} + n_e\{\bar{h}(T) - \bar{h}(298)\}_{O_2} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan tabel A-23 untuk mendapatkan data entalpi spesifik dari senyawa pada produk pembakaran. Maka dihitung jumlah entalpi produk pembakaran pada 2 titik temperature, yaitu sebagai berikut :

Untuk Temperatur 3000 K

$$\begin{aligned} \sum_P n_e\{\bar{h}(T) - \bar{h}(298)\} = & \{\bar{h}(T) - \bar{h}(298)\}_{CO_2} + 2\{\bar{h}(T) - \bar{h}(298)\}_{H_2O} \\ & + 9.024\{\bar{h}(T) - \bar{h}(298)\}_{N_2} \\ & + 0.4\{\bar{h}(T) - \bar{h}(298)\}_{O_2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum_P n_e\{\bar{h}(T) - \bar{h}(298)\} = & (162.226 - 9.364) + 2(136.264 - 9.904) \\ & + 9.024(101.407 - 8.669) \\ & + 0.4(106.78 - 8.682) \end{aligned}$$

$$\sum_P n_e\{\bar{h}(T) - \bar{h}(298)\} = 1281.688912$$

Untuk Temperatur 2000 K

$$\begin{aligned} \sum_P n_e\{\bar{h}(T) - \bar{h}(298)\} = & (100.864 - 9.364) + 2(82.593 - 9.904) \\ & + 9.024(64.81 - 8.669) + 0.4(67.881 - 8.682) \end{aligned}$$

$$\sum_P n_e\{\bar{h}(T) - \bar{h}(298)\} = 713.11$$

Dilakukan interpolasi

linier terhadap nilai yang didapat pada kedua titik temperature tersebut, sehingga diperoleh temperature api adiabatis pada saat $\bar{h}^o_{RP} + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$ bernilai nol.

Interpolasi Linier

Untuk Temperatur 3000 K

$$0 = -802.31 + 1281.688912 \\ = 479.378912$$

Untuk Temperatur 2000 K

$$0 = -802.31 + 767.173984 \\ = -35.136016$$

2000 K	-35.136016
T	0
3000 K	479.378912

$$\frac{3000-2000}{479.378912-(-35.136016)} = \frac{T-2000}{0-(-35.136016)}$$

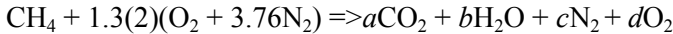
Sehingga nilai temperatur api adiabatis untuk *excess air* sebesar 20 % adalah :

$$\underline{T = 2068.28 \text{ K}}$$

$$\underline{T = 1795.13 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

d. Temperatur Api Adiabatis Untuk *Excess air* 30 %

Persamaan stoikiometrik reaksi pembakaran gas metan dengan *excess air* 30% dibawah disetimbangkan ruas kanan dan ruas kiri.



$$\text{C : } a = 1$$

$$\text{H : } 2b = 4$$

$$b = 2$$

$$\text{O : } 2a + b + 2d = (1.3)(2)(2)$$

$$d = 0.6$$

$$\text{N : } c = (1.3)(2)(3.76)$$

$$c = 9.776$$



Dengan menggunakan hukum kesetimbangan energi untuk sistem reaktif maka didapatkan persamaan hukum pertama untuk analisa sistem reaktif seperti dibawah.

$$\frac{\dot{Q}}{n_F} + \frac{\dot{w}}{n_F} = \bar{h}_{RP}^o + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} - \sum_R n_i \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

$$\frac{\dot{Q}}{n_F} + \frac{\dot{w}}{n_F} = \bar{h}_{RP}^o + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

Dengan asumsi reaktor adiabatik maka panas yang terbuang serta kerja yang dihasilkan dianggap tidak ada, sehingga ruas kiri bernilai nol.

$$0 = \bar{h}_{RP}^o + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

Entalpi pembakaran (\bar{h}_{RP}^o) dapat dihitung dengan persamaan dibawah, dimana nilai entalpi pembentukan (\bar{h}_f^o) untuk senyawa pada reaktan dan prodn diperoleh dari tabel A-26. Untuk gas ideal, nilai \bar{h}_f^o adalah nol.

$$\bar{h}^o_{RP} = \sum_P n_e(\bar{h}^o_f) - \sum_R n_i(\bar{h}^o_f)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = \sum_P n_e(\bar{h}^o_f) - \sum_R n_i(\bar{h}^o_f)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = 1\bar{h}^o_f CO_2 + 2\bar{h}^o_f H_2O - 1\bar{h}^o_f CH_4$$

$$\bar{h}^o_{RP} = 1(-393.520) + 2(-241.820) - (-74.850)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = -802.31$$

Jumlah entalpi dari produk pembakaran dapat dihitung dengan persamaan dibawah.

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{CO_2} + n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{H_2O} \\ & + n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{N_2} + n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{O_2} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan tabel A-23 untuk mendapatkan data entalpi spesifik dari senyawa pada produk pembakaran. Maka dihitung jumlah entalpi produk pembakaran pada 2 titik temperature, yaitu sebagai berikut :

Untuk Temperatur 2000 K

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{CO_2} + 2 \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{H_2O} \\ & + 9.776 \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{N_2} \\ & + 0.6 \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{O_2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & (100.804 - 9.364) + 2(82.593 - 9.904) \\ & + 9.776(64.81 - 8.669) + 0.6(67.881 - 8.682) \end{aligned}$$

$$\sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = 821.171816$$

Untuk Temperatur 1000 K

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & (42.769 - 9.364) + 2(35.882 - 9.904) \\ & + 9.776(30.129 - 8.669) + 0.6(31.389 - 8.682) \end{aligned}$$

$$\sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = 308.77816$$

Dilakukan interpolasi linier terhadap nilai yang didapat pada kedua titik temperature tersebut, sehingga diperoleh temperature api adiabatis pada saat $\bar{h}^o_{RP} + \sum_P n_e \{\bar{h}(T) - \bar{h}(298)\}$ bernilai nol.

Interpolasi Linier

Untuk Temperatur 2000 K

$$0 = -802.31 + 821.171816 \\ = 18.861816$$

Untuk Temperatur 1000 K

$$0 = -802.31 + 308.77816 \\ = -493.53184$$

1000 K	-493.53184
T	0
2000 K	18.861816

$$\frac{2000-1000}{18.861816-(-493.53184)} = \frac{T-1000}{0-(-493.53184)}$$

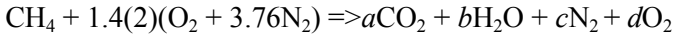
Sehingga nilai temperatur api adiabatis untuk *excess air* sebesar 30 % adalah :

$$T = 1963.18 \text{ K}$$

$$T = 1690.04 \text{ } ^\circ\text{C}$$

e. Temperatur Api Adiabatis Untuk *Excess air* 40 %

Persamaan stoikiometrik reaksi pembakaran gas metan dengan *excess air* 40% dibawah disetimbangkan ruas kanan dan ruas kiri.



$$\text{C} : a = 1$$

$$\text{H} : 2b = 4$$

$$b = 2$$

$$\text{O} : 2a + b + 2d = (1.4)(2)(2)$$

$$d = 0.8$$

$$\text{N} : c = (1.3)(2)(3.76)$$

$$c = 10.528$$



Dengan menggunakan hukum kesetimbangan energi untuk sistem reaktif maka didapatkan persamaan hukum pertama untuk analisa sistem reaktif seperti dibawah.

$$\frac{\dot{Q}}{n_F} + \frac{\dot{w}}{n_F} = \bar{h}^o_{RP} + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} - \sum_R n_i \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

$$\frac{\dot{Q}}{n_F} + \frac{\dot{w}}{n_F} = \bar{h}^o_{RP} + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

Dengan asumsi reaktor adiabatik maka panas yang terbangun serta kerja yang dihasilkan dianggap tidak ada, sehingga ruas kiri bernilai nol.

$$0 = \bar{h}^o_{RP} + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

Entalpi pembakaran (\bar{h}^o_{RP}) dapat dihitung dengan persamaan dibawah, dimana nilai entalpi pembentukan (\bar{h}^o_f) untuk senyawa pada reaktan dan prodn diperoleh dari tabel A-26. Untuk gas ideal, nilai \bar{h}^o_f adalah nol.

$$\bar{h}^o_{RP} = \sum_P n_e(\bar{h}^o_f) - \sum_R n_i(\bar{h}^o_f)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = \sum_P n_e(\bar{h}^o_f) - \sum_R n_i(\bar{h}^o_f)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = 1\bar{h}^o_f CO_2 + 2\bar{h}^o_f H_2O - 1\bar{h}^o_f CH_4$$

$$\bar{h}^o_{RP} = 1(-393.520) + 2(-241.820) - (-74.850)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = -802.31$$

Jumlah entalpi dari produk pembakaran dapat dihitung dengan persamaan dibawah.

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{CO_2} + n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{H_2O} \\ & + n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{N_2} + n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{O_2} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan tabel A-23 untuk mendapatkan data entalpi spesifik dari senyawa pada produk pembakaran. Maka dihitung jumlah entalpi produk pembakaran pada 2 titik temperature, yaitu sebagai berikut :

Untuk Temperatur 2000 K

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{CO_2} + 2 \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{H_2O} \\ & + 10.528 \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{N_2} \\ & + 0.8 \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{O_2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & (100.804 - 9.364) + 2(82.593 - 9.904) \\ & + 10.528(64.81 - 8.669) + 0.8(67.881 - 8.682) \end{aligned}$$

$$\sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = 875.229648$$

Untuk Temperatur 1000 K

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & (42.769 - 9.364) + 2(35.882 - 9.904) \\ & + 10.528(30.129 - 8.669) + 0.8(31.389 - 8.682) \end{aligned}$$

$$\sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = 329.45748$$

Dilakukan interpolasi linier terhadap nilai yang didapat pada kedua titik temperature tersebut, sehingga diperoleh temperature api adiabatik pada saat $\bar{h}_{RP}^o + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$ bernilai nol.

Interpolasi Linier

Untuk Temperatur 2000 K

$$0 = -802.31 + 875.229648 \\ = 72.919648$$

Untuk Temperatur 1000 K

$$0 = -802.31 + 329.45748 \\ = -472.85252$$

1000 K	-472.85252
T	0
2000 K	72.919648

$$\frac{2000-1000}{72.919648-(-472.85252)} = \frac{T-1000}{0-(-472.85252)}$$

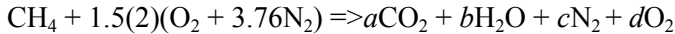
Sehingga nilai temperatur api adiabatik untuk *excess air* sebesar 40 % adalah :

$$\underline{T = 1866.39 \text{ K}}$$

$$\underline{T = 1593.24 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

f. Temperatur Api Adiabatis Untuk *Excess air* 50 %

Persamaan stoikiometrik reaksi pembakaran gas metan dengan *excess air* 50% dibawah disetimbangkan ruas kanan dan ruas kiri.



$$\text{C : } a = 1$$

$$\text{H : } 2b = 4$$

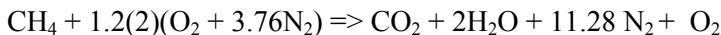
$$b = 2$$

$$\text{O : } 2a + b + 2d = (1.5)(2)(2)$$

$$d = 1$$

$$\text{N : } c = (1.5)(2)(3.76)$$

$$c = 11.28$$



Dengan menggunakan hukum kesetimbangan energi untuk sistem reaktif maka didapatkan persamaan hukum pertama untuk analisa sistem reaktif seperti dibawah.

$$\frac{\dot{Q}}{n_F} + \frac{\dot{w}}{n_F} = \bar{h}_{RP}^o + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} - \sum_R n_i \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

$$\frac{\dot{Q}}{n_F} + \frac{\dot{w}}{n_F} = \bar{h}_{RP}^o + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

Dengan asumsi reaktor adiabatik maka panas yang terbuang serta kerja yang dihasilkan dianggap tidak ada, sehingga ruas kiri bernilai nol.

$$0 = \bar{h}_{RP}^o + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$$

Entalpi pembakaran (\bar{h}_{RP}^o) dapat dihitung dengan persamaan dibawah, dimana nilai entalpi pembentukan (\bar{h}_f^o) untuk senyawa pada reaktan dan prodn diperoleh dari tabel A-26. Untuk gas ideal, nilai \bar{h}_f^o adalah nol.

$$\bar{h}^o_{RP} = \sum_P n_e(\bar{h}^o_f) - \sum_R n_i(\bar{h}^o_f)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = \sum_P n_e(\bar{h}^o_f) - \sum_R n_i(\bar{h}^o_f)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = 1\bar{h}^o_f CO_2 + 2\bar{h}^o_f H_2O - 1\bar{h}^o_f CH_4$$

$$\bar{h}^o_{RP} = 1(-393.520) + 2(-241.820) - (-74.850)$$

$$\bar{h}^o_{RP} = -802.31$$

Jumlah entalpi dari produk pembakaran dapat dihitung dengan persamaan dibawah.

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{CO_2} + n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{H_2O} \\ & + n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{N_2} + n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{O_2} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan tabel A-23 untuk mendapatkan data entalpi spesifik dari senyawa pada produk pembakaran. Maka dihitung jumlah entalpi produk pembakaran pada 2 titik temperature, yaitu sebagai berikut :

Untuk Temperatur 2000 K

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{CO_2} + 2 \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{H_2O} \\ & + 11.28 \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{N_2} \\ & + 1 \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}_{O_2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & (100.804 - 9.364) + 2(82.593 - 9.904) \\ & + 11.28(64.81 - 8.669) + (67.881 - 8.682) \end{aligned}$$

$$\sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = 929.28748$$

Untuk Temperatur 1000 K

$$\begin{aligned} \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = & (42.769 - 9.364) + 2(35.882 - 9.904) \\ & + 11.28(30.129 - 8.669) + (31.389 - 8.682) \end{aligned}$$

$$\sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \} = 350.1368$$

Dilakukan interpolasi linier terhadap nilai yang didapat pada kedua titik temperature tersebut, sehingga diperoleh temperature api adiabatik pada saat $\bar{h}^o_{RP} + \sum_P n_e \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(298) \}$ bernilai nol.

Interpolasi Linier

Untuk Temperatur 2000 K

$$0 = -802.31 + 929.28748 \\ = 126.97748$$

Untuk Temperatur 1000 K

$$0 = -802.31 + 350.1368 \\ = -452.1732$$

1000 K	-452.1732
T	0
2000 K	126.97748

$$\frac{2000-1000}{126.97748-(-452.1732)} = \frac{T-1000}{0-(-452.1732)}$$

Sehingga nilai temperatur api adiabatik untuk *excess air* sebesar 50 % adalah :

$$\underline{T = 1780.75 \text{ K}}$$

$$\underline{T = 1507.60 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

RS/E MZ Series



Technical Data

MODEL	RS 34/E MZ		RS 44/E MZ		RS 50/E MZ		RS 64/E MZ	
Burner operation mode								
Modulating (with regulator and probes accessories)								
Modulation ratio at max. output								
6 ÷ 1								
Servomotor		type		SQN13.14 (air and gas)				SQM33.5 (air) - SQM33.4 (gas)
		run time s		5...120				
Heat output		kW		70/130÷390		101/203÷550		65/290÷580
		Mcal/h		60/112÷335		87/175÷473		73/249÷499
Working temperature		°C min./max.		0/40				
FUEL/AIR DATA								
Net calorific value G20 gas		kWh/Nm³		10				
Density gas G20		kg/Nm³		0,71				
Output gas G20		Nm³/h		7/13÷39		10/20÷55		8,5/29÷58
Net calorific value G25 gas		kWh/Nm³		8,6				
Density gas G25		kg/Nm³		0,78				
Output gas G25		Nm³/h		8/15÷45		12/24÷64		10/34÷68
Net calorific value LPG gas		kWh/Nm³		25,8				
Density LPG gas		kg/Nm³		2,02				
Output LPG gas		Nm³/h		3/5÷15		4/8÷21		4/11÷23
Fan		Type		(02)		(02)		(01)
Air temperature		Max. °C		60				
ELECTRICAL DATA								
Electrical supply		Ph/Hz/V		(04)		(06)		(05)
Auxiliary electrical supply		Ph/Hz/V		(04)		(04)		(03)
Control box		Type		REC27				
Total electrical power		kW		0,6		0,7		1,0
Auxiliary electrical power		kW		0,3		0,28		0,3
Protection level		IP		40		40		44
Motor electrical power		kW		0,3		0,42		0,45
Rated motor current		A		3,2		3,5		3 - 1,7
Motor start current		A		15		17		14 - 10
Motor protection level		IP		54				
Ignition transformer		V1 - V2		230V-1x15 kV		230V-1x15 kV		230V-1x8 kV
		I1 - I2		1A - 25 mA		1A - 25 mA		1A - 20 mA
Operation		Intermittent (at least one stop every 24 h)						
EMISSIONS								
Sound pressure		dBA		70		72		72
Sound output		W		--				
CO Emission		mg/kWh		< 40				
NOx Emission		mg/kWh		< 120				
APPROVAL								
Directive		90/396 - 89/336 (2004/108) - 73/23 (2006/95) - 92/42 EC						
Conforming to		EN 676						
Certification		in progress						

- (01) Centrifugal with reverse curve blades
 (02) Centrifugal with forward curve blades
 (03) 1/50/230-(±10%)
 (04) 1/50/60/220-230-(±10%)
 (05) 3/50/230-400-(±10%)
 (06) 3/50/60/220-400-(±10%)
 (07) 3/50/400-(±10%)
 (08) 3/50/230-(±10%)

Reference conditions:

Temperature: 20°C - Pressure: 1013,5 mbar - Altitude: 0 m a.s.l. - Noise measured at a distance of 1 meter.

Since the Company is constantly engaged in the production improvement, the aesthetic and dimensional features, the technical data, the equipment and the accessories can be changed. This document contains confidential and proprietary information of RIELLO S.p.A. Unless authorised, this information shall not be divulged, nor duplicated in whole or in part.

GAS TRAINS

The burners are fitted with a butterfly valve to regulate the fuel, controlled by a stepper motor with high accuracy position and absence of joint clearance and mechanical hysteresis. Fuel can be supplied either from the right or left hand sides.

A maximum gas pressure switch stops the burner in case of excess pressure in the fuel line (as accessory on RS 34-44/E MZ).

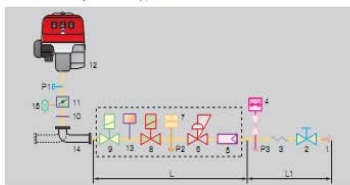
The gas train can be selected to best fit system requirements depending on the fuel output and pressure in the supply line.

The gas train can be "Multibloc" type (containing the main components in a single unit) or "Composed" type (assembly of the single components).

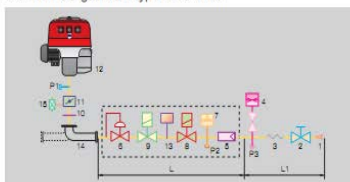


Example of fuel adjusting stepper motors on RS 34-44/E MZ and RS 190/E MZ burners.

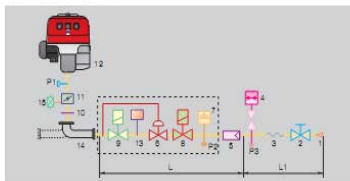
MULTIBLOC gas train type MBD



MULTIBLOC gas train type MBC 1200



COMPOSED gas train



- 1 Gas input pipework
- 2 Manual valve
- 3 Anti-vibration joint
- 4 Pressure gauge with pushbutton cock
- 5 Filter
- 6 Pressure regulator (vertical)
- 7 Minimum gas pressure switch
- 8 VS safety solenoid (vertical)
- 9 VR regulation solenoid (vertical)
- 10 Gasket and flange supplied with the burner
- 11 Gas adjustment butterfly valve
- 12 Burner
- 13 Seal control mechanism for valves 8-9. According to standard EN 676, the seal control is compulsory for burners with maximum output above 1200 kW (in gas train with seal control)
- 14 Gas train-burner adapter
- 15 Maximum gas pressure switch (accessory on RS 34-44/E MZ)
- P1 Combustion head pressure
- P2 Pressure downstream from the regulator
- P3 Pressure upstream from the filter
- L Gas train supplied separately, with the code given in the table
- L1 Installer's responsibility

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi, analisa dan pembahasan yang telah dilakukan, maka kesimpulan yang dapat diambil dalam tugas akhir ini antara lain adalah sebagai berikut :

- Berdasarkan data spesifikasi miniplant boiler dipilihlah *gas burner* dari pabrikan *Riello* dengan tipe RS 34/E MZ. Telah dirancang rasio control pada gas burner yang mengatur laju aliran udara dan bahan bakar, sesuai dengan rasio operasional sebesar 21.9, yang terdiri dari 2 loop pengendalian yaitu pengendalian laju massa natural gas, dan pengendalian laju massa udara. Gas burner yang dirancang memiliki rentang operasi yaitu : Kalor yang dihasilkan (min-maks) sebesar 304.65 kW - 330.5 kW, laju massa *natural gas* (min-maks) sebesar 0.00552 kg/s – 0.00599 kg/s, laju massa udara (min-maks) sebesar 0.11862 kg/s - 0.12873 kg/s.
- Hasil *tuning* pengendalian pengendalian laju aliran natural gas oleh FIC-101 parameter PI dengan metode *trial and error*, Kc sebesar 1.8 dan Ti sebesar 5.7 detik menghasilkan :
 1. *Settling time* (Ts) = 31.52 detik
 2. *Rise Time* (Tr) = 7.03 detik
 3. *Maksimum overshoot* (Mp) = 10.49 %Hasil *tuning* pengendalian pengendalian laju aliran udara oleh FIC-100 parameter PI dengan metode *trial and error* Kc sebesar 0.3 dan Ti sebesar 4.2 detik.
menghasilkan :
 1. *Settling time* (Ts) = 18.45 detik
 2. *Rise Time* (Tr) = 5.46 detik
 3. *Maksimum overshoot* (Mp) = 5.40 %

Pada pengujian rasio kontrol oleh RC-01 didapatkan nilai *rise time* (T_r) = 7.03 detik, *settling time* (T_s) = 31.52 detik, *peak time* (T_p) = 20 detik, dan *maksimum overshoot* (M_p) = 10.49 % pada pengendalian laju aliran bahan bakar. dan pada pengendalian laju massa udara didapatkan nilai *rise time* (T_r) = 7.78 detik, *settling time* (T_s) = 54.28 detik, *peak time* (T_p) = 24 detik, dan *maksimum overshoot* (M_p) = 1.08 %

- Dari variasi penambahan *excess air* dapat dilihat hubungan antara *excess air* dengan AFR yaitu semakin besar nilai *excess air* yang ditambahkan berarti juga semakin banyak massa udara yang ditambahkan pada pembakaran. Sehingga dengan laju *natural gas* yang tetap nilai AFR akan meningkat.

5.2. Saran

Saran dan rekomendasi yang dapat diberikan dari penelitian tugas akhir ini adalah sebaiknya perlu dilakukan uji experimental dengan pengambilan data secara langsung yang meliputi laju massa udara dan bahan bakar, serta temperatur secara langsung dengan mangoperasikan *miniplant boiler*

DAFTAR RUJUKAN

- Atikol, U. (2012). *Eastern Mediterranean University*. Retrieved Februari 16, 2016, from Department of Mechanical Engineering: <http://me.emu.edu.tr/atikol/MENG449/ME449-UA-CH6.pdf>
- Barth, D. (2010). Modelling and Control of Combustion in a High Velocity Air Flame (HVAF) Thermal Spraying Process . *Nelson Mandela Metropolitan University*.
- Cengel, Y. A. (2004). *Thermodynamics, An Engineering Approach 5th edition*. McGraw-Hill Education.
- Choirudin, M. (2010). Pembuatan Simulator Dinamika Miniboiler Di Workshop Instrumentasi. *Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya*.
- Moran M. J, H. N. (2002). *Fundamental of Engineering Thermodynamics 4th edition*. Chicester: ohn Wiley & Sons Inc.
- Mu'amar, A. (2010). Perancangan Sistem Control Level dan Pressure pada Boiler di Workshop Instrumentasi Berbasis DCS Centum CS3000 Yokogawa. *Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya*.
- Ortiz, F. G. (2011). Modeling of fire-tube boilers. *Elsevier Applied Thermal Engineering*.
- Riello. (2001). *Forced Draught Burner Handbook*. Italy: Riello Burner.

Seborg, D. E. (2004). *Process Dynamics and Control 2nd Edition*. Singapura: John Wiley & Sons (Asia) Pte. Ltd.

Septanto, A. (2010). Integrasi Sistem Kontrol dan Safety Pada Laju Pipa Bahan Bakar Boiler Berbasis State Flow Diagram. *Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya*.

Yousri M.A. Welaya, M. M. (2000). Steam and partial oxidation reforming options for hydrogen production from fossil fuels for PEM fuel cells. *Alexandria Engineering Journal*.

Yustiono, A. (2010). Pembuatan Program Simulasi Efisiensi Boiler Pada Pembangkit Listrik Mini Di Workshop Instrumentasi. *Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya*.

BIODATA PENULIS



Dionisius Andy Kristanto, anak kedua dari dua bersaudara pasangan Bapak Fx Sukamto dan Ibu Sri Suprpti. Penulis dilahirkan dan dibesarkan dikota Madiun pada tanggal 13 Oktober 1993. Menempuh pendidikan di SDK Santo Yusuf Madiun, SMPN 1 Madiun, SMAN 2 Madiun dan melanjutkan kuliah di jurusan Teknik Fisika FTI-ITS Surabaya. Semasa kuliah, penulis aktif sebagai asisten praktikum di Laboratorium Pengukuran Fisis Teknik Fisika ITS. Bidang minat penulis antara lain adalah elektronika serta instrumentasi dan kontrol. Penulis dapat dihubungi melalui email dionisius.andy33@gmail.com atau nomor 085646783570 karena penulis sangat terbuka dengan pertanyaan, kritik dan saran untuk menjadi lebih baik lagi dan bermanfaat bagi orang lain.